Prom. Nr. 1982

Wahl und Entwurf einer Gasturbine und Untersuchung ihrer Eignung zum Antrieb eines Frachtschiffes

VON DER

EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE IN ZÜRICH

ZUR ERLANGUNG DER

WÜRDE EINES DOKTORS DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN

GENEHMIGTE

PROMOTIONSARBEIT

VORGELEGT VON

John J. Mc Mullen

aus Montclair, New Jersey (USA.)

Referent: Herr Prof. H. Quiby
Korreferent: Herr Prof. Dr. G. Eichelberg

ZÜRICH 1950 DISSERTATIONSDRUCKEREI LEEMANN

nesis
256

Thesis
v.256

Prom. Nr. 1982

Wahl und Entwurf einer Gasturbine und Untersuchung ihrer Eignung zum Antrieb eines Frachtschiffes

VON DER

EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE IN ZÜRICH

ZUR ERLANGUNG DER

WÜRDE EINES DOKTORS DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN

GENEHMIGTE

PROMOTIONSARBEIT

VORGELEGT VON

John J. Mc Mullen

aus Montclair, New Jersey (USA.)

Referent: Herr Prof. H. Quiby
Korreferent: Herr Prof. Dr. G. Eichelberg

ZÜRICH 1950 DISSERTATIONSDRUCKEREI LEEMANN

Inhaltsverzeichnis

Vorwort 5

I. Einleitung 7
1.1. Grundlagen 7
1.2. Arbeitseinteilung 7
1.3. Wahl eines bestimmten Schiffes 7
1.4. Wahl der Schraube 8
1.5. Wahl des Kreislaufes und Einheiten 12

II. Fundamentaler Vergleich der Gasturbinenanlagen im Hinblick auf Gasvolumen, Gewicht und Raum 12
2.1. Symbole 12
2.2. Der offene Kreislauf 13
2.3. Der geschlossene Kreislauf 16
2.4. Kaminberechnung 17
2.5. Zusammenfassung 19

III. Untersuchung der Kreisläufe 19
3.1. Symbole 19
3.2. Anordnung einer offenen Kreislaufanlage 21
3.3. Charakteristiken des offenen Kreislaufes 24
3.4. Anlage mit geschlossenem Kreislauf 25
3.5. Charakteristiken des geschlossenen Kreislaufes 25
3.6. Der Lufterhitzer des geschlossenen Kreislaufes 26
3.7. Methode zur Berechnung der Kompressoren und Turbinen 29
3.8. Drehzahlen und Abmessungen der Maschinen für die Anlage mit offenem Kreislauf 29
3.9. Drehzahlen und Abmessungen der Maschinen für die Anlage mit geschlossenem Kreislauf 31
3.10. Wärmeaustauscher des offenen Kreislaufes 32
3.11. Zusammenfassung 36

IV. Auswahl und Untersuchung des für ein C-3-Frachtschiff passenden geschlossenen Kreislaufes 39
4.1. Symbole 39
4.2. Wahl eines geschlossenen Kreislaufes 39
4.3. Charakteristiken des gewählten geschlossenen Kreislaufes 40
4.4. Lufterhitzer-Kreislauf 42
4.5. Berechnung des Lufterhitzer-Kreislaufes 45
4.6. Lufterhitzer-Rohrbündel 48

4.7. Berechnung der Lufterhitzerrohrbündel 50
4.8. Kompressor-Entwurf 58
4.9. Turbinen-Entwurf 66
4.10. Berechnung des Wärmeaustauschers 71
4.11. Wärmeaustauscher des geschlossenen Kreislaufes 77
4.12. Zwischen- und Vorkühler 81
4.13. Hilfsanlagen 87
4.14. Zusammenfassung 88

V. Anordnung der Maschinen in einem C-3-Frachtschiff 89
5.1. Propeller 89
5.2. Reduktionsgetriebe 89
5.3. Anordnung der Maschinen 91

VI. Teillast-Probleme 96
6.1. Einleitende Bemerkungen 96
6.2. Regulierungsmöglichkeiten der verschiedenen Kreisläufe 98
6.3. Beschreibung der Regulierung 99
6.4. Änderung vom Beharrungszustand bei Vollast auf den Beharrungszustand bei $^1/_8$-Last (oder umgekehrt), entsprechend einer 50%igen Schiffsgeschwindigkeitsänderung (Propellergesetz) 101
6.5. Vorübergehende Änderung von Vollast auf $^1/_8$-Last (oder umgekehrt) für Manövrierzwecke 106
6.6. Plötzliche unerwartete Lasterhöhung von $^1/_8$- auf Vollast 108
6.7. Von Vollast rückwärts auf Vollast vorwärts 108
6.8. Zusammenfassung 109

Vorwort

Die vorliegende Arbeit, die sich damit befaßt, den günstigsten Gasturbinenkreislauf für ein Frachtschiff zu ermitteln, wurde an der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich unter der persönlichen Leitung von Herrn Prof. H. Quiby durchgeführt; seinen tiefen Kenntnissen und seiner ständigen Unterstützung möchte ich an dieser Stelle meine Hochachtung zollen. Auch den Herren Prof. Dr. G. Eichelberg und Prof. Dr. J. Ackeret danke ich herzlich für ihre Ratschläge. Mein Dank gilt auch Herrn Bernard Chaix für seine ständige Ermunterung, diese Arbeit auszuführen.

Die schweizerischen Firmen, welche sich mit Gasturbinenproblemen befassen, haben mir viele Auskünfte und Versuchsdaten zur Verfügung gestellt; insbesondere möchte ich Herrn Dr. C. Keller, Herrn D. Schmidt und Herrn Dr. F. Salzmann von der Escher-Wyss AG., Zürich, Herrn Dr. P. de Haller und Herrn Dr. W. Traupel von der Gebrüder Sulzer AG., Winterthur, Herrn Dir. C. Seippel von der AG. Brown-Boveri & Cie., Baden, ferner der Leitung der Maag-Zahnräder AG., Zürich, bestens danken.

Ferner versichere ich Captain A. G. Mumma, U.S. Navy, meiner Erkenntlichkeit, ohne dessen Voraussicht und Unterstützung für das ausländische Unterrichtsprogramm der U.S. Navy diese Arbeit nicht hätte durchgeführt werden können.

I. Einleitung

1.1. Grundlagen

Die intensive Entwicklung der Gasturbine in den letzten zehn Jahren hat ihren Wert für den Schiffsantrieb theoretisch bewiesen. Die einzigen heute mit Gasturbinen angetriebenen Schiffe sind mit umgebauten Flugzeugtriebwerken ausgerüstet. Es sollen aber in den kommenden drei bis fünf Jahren einige Schiffsgasturbinenanlagen eingebaut werden. Durch die einfache Handhabung, geringeres Gewicht, Einsparung an Raum, höheren Wirkungsgrad und ständig zunehmende Zuverlässigkeit, die durch die Verbesserung der Werkstoffe erreichbar wird, wird der Erfolg der Gasturbine für den Schiffsantrieb gesichert, besonders für Frachtschiffe, die meistens mit konstanter Geschwindigkeit fahren. Darum kann diese Untersuchung und dieser Entwurf als in Übereinstimmung mit den neusten Fortschritten im Schiffbau betrachtet werden. Das Ziel dieser Dissertation besteht im Vergleich der offenen und geschlossenen Kreisläufe mit besonderer Berücksichtigung des Entwurfs der verschiedenen Teile einer geschlossenen Anlage für ein bestimmtes Frachtschiff.

1.2. Arbeitseinteilung

I. Einleitung.
II. Ein grundsätzlicher Vergleich zwischen offenem und geschlossenem Gasturbinenkreislauf im Hinblick auf Gasvolumen, Gewicht und Raumansprüche.
III. Untersuchung dieser Kreisläufe zur Festlegung der Anwendungsmöglichkeiten auf Frachtschiffen.
IV. Auswahl und Untersuchung des für ein C-3-Frachtschiff passenden Kreislaufes.
V. Anordnung der Maschinen im Schiff.
VI. Teillast-Probleme.

1.3. Die Wahl eines bestimmten Schiffes

Es gibt fast unzählige Formen der Anordnung bei Gasturbinenanlagen und sie werden erst durch das Anwendungsgebiet festgelegt. Es wurde ein Frachtschiff Typus C-3 gewählt, da die Betriebsansprüche bei Frachtschiffen mäßiger sind als bei Kriegsschiffen. Deshalb werden Gasturbinen wahrscheinlich zuerst in Frachtschiffen eingebaut werden.

Die Hauptcharakteristiken des gewählten Schiffes sind:

Länge über alles	159,4 m
Größte Breite	21,7 m
Mittlerer Tiefgang	8,31 m
Normale Wellenleistung	8500 PS*)
Maximale Wellenleistung	9350 PS
Fahrgeschwindigkeit bei 8500 PS (siehe Abb. 1)	17,8 Knoten
Bruttotonnengehalt (BRT)	7940 Tonnen
Brennstoffladefähigkeit	1464 Tonnen
Dieselölladefähigkeit	105 Tonnen

Das Schiff hat eine einzige Welle und die normale Wellenleistung wird sicher ausreichen, um eine Fahrgeschwindigkeit von 16,5 Knoten (Mindest-Sollwert nach Reederei-Voranschlag) bei einem mittleren Tiefgang von 8,31 m zu erreichen.

Das Schiff ist berechnet um vollgeladen, mit voller Ausrüstung und Bestandteilen, bei einem mittleren Tiefgang von 8,73 m in Salzwasser, eine gesamte Wasserverdrängung von 17615 Tonnen zu haben (1 Tonne = 1016 kg). Dieses Gewicht teilt sich folgendermaßen auf:

Leergewicht		5088
Totales Brennstoffgewicht mit 98% Kapazität u. 1,054 m^3/Tonne	1635	
Trink- und Kochwasser	69	
Destilliertes Wasser	17	
Speisewasser (Kessel)	227	
Mannschaft, Effekten, Vorräte	50	
Allgemeine Fracht	10529	
Totgewicht		12527
Gesamte Wasserverdrängung		17615

Die Kurven der Wellenleistungen in Funktion der Drehzahlen bei einem mittleren Tiefgang von 8,31 m sind auf Abb. 1 zu sehen. Diese Kurven sind aus Versuchen mit einem selbstgetriebenen Modell dieses Schiffes gewonnen worden, die für die „United States Maritime Commission" durchgeführt wurden.

1.4. Wahl der Schraube

Eines der umstrittenen Probleme im Gasturbinenentwurf ist das der Umsteuerung. Das Ergebnis vielfältiger Forschungsarbeit und die tatsächliche Inbetriebnahme von Verstellpropellern läßt diese Methode als die am besten

*) Alle Leistungen sind in englischen Pferdestärken gegeben. d.h. 1 PS = 76,04 kg m/s.

geeignete zur Umsteuerung erscheinen. Um das Problem des Entwurfes einzuschränken, wird angenommen, daß das gewählte Schiff mit einem Verstellpropeller ausgerüstet ist, der einen Spitzendurchmesser von 6,62 m, eine Berechnungssteigung von 6,62 m und einen Nabendurchmesser von 27 Prozent des Spitzendurchmessers, oder 1,78 m aufweist. Die Kurven auf Abb. 1 werden

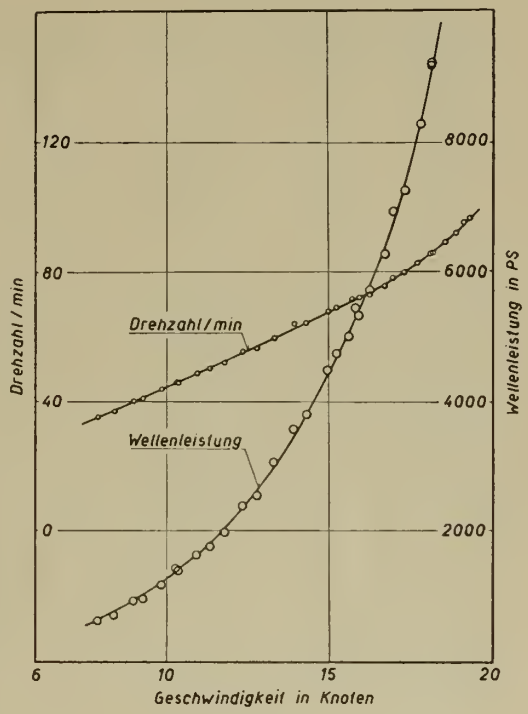


Abb. 1. Wellenleistung- und Drehzahlkurven für ein C-3-Frachtschiff. Bei der vorgeschriebenen Leistung von 8500 WPS hat das Schiff eine Geschwindigkeit von 17,8 Knoten und die Schraube eine Tourenzahl von 84 U./m.

auch als für den Verstellpropeller gültig angenommen. Es hat sich nämlich bei Versuchen der „U.S. Navy" mit seefahrenden Schleppdampfern, welche mit gewöhnlichen und mit Verstellpropellern ausgerüstet waren, erwiesen, daß die Zunahme der Tourenzahl nicht beachtet zu werden braucht.

Das „David Taylor Model Basin" hat für ein geplantes zweiwelliges Schiff mit Verstellpropellern Kurven berechnet und gezeichnet. Die Schraubenangaben stützen sich auf Versuche mit einem „Maritime Commission"-Verstellpropeller von 5,34 m und einer Berechnungssteigung von 4,8 m auf 70% des Radius. Die Leistungen wurden aus Versuchen an einem Modell des gleichen Typus abgeleitet. Die Kielspur- und Schubabzüge ergaben sich aus Versuchen an einem anderen Modell desselben Typs. Das läßt eine dem tatsächlichen Verhalten nahekommende Schätzung solcher doppelwelligen Verstellpropellerschiffe zu. Abb. 2 zeigt die Leistung eines dieser Verstellpropeller bei verschie-

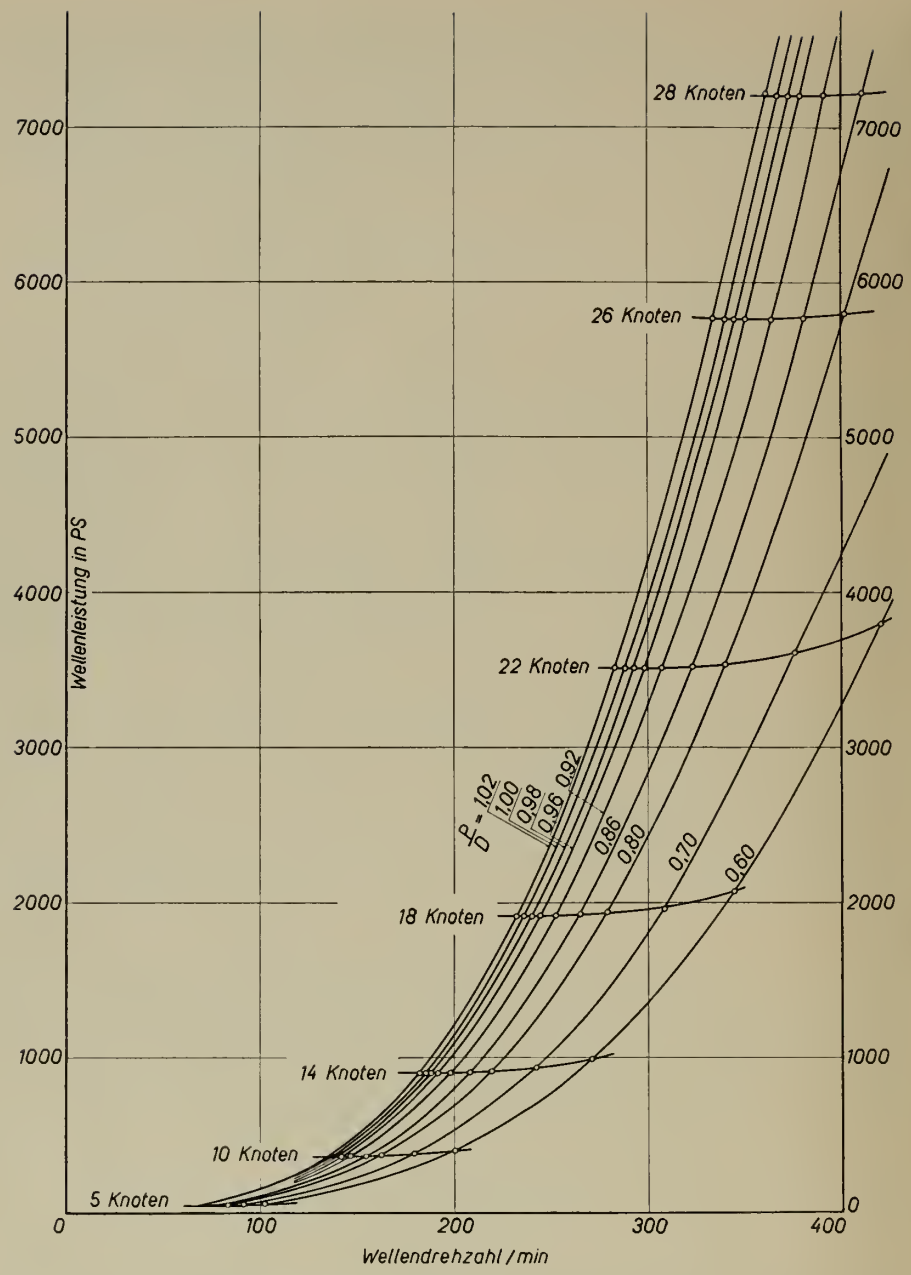


Abb. 2. Leistung eines Verstellpropellers. Diese Abbildung zeigt die Leistung bei verschiedenen Schiffsgeschwindigkeiten, Schraubenstellungen (P/D) und Wellendrehzahlen. Das "David Taylor Model Basin, Washington, D.C." hat aus Versuchen an einem Schiffsmodell die Kurven berechnet und aufgezeichnet.

denen Schiffsgeschwindigkeiten, Schraubenstellungen und Wellendrehzahlen. Wenn die Schraubenstellung um 20% reduziert wird, also von $P/D = 1$ auf $P/D = 0{,}80$ bei konstanter Schiffsgeschwindigkeit, ergibt sich aus der Untersuchung der Abb. 2 folgendes, wobei die prozentualen Drehzahlerhöhungen und Leistungssteigerungen auf den Wert $P/D = 1$ bezogen sind:

Knoten	Drehzahl U./m			Wellenleistung WPS		
	P/D = 1	P/D = 0,80	Erhöhung %	P/D = 1	P/D = 0,80	Erhöhung %
5	70,2	83	18,3	50,6	51	0,79
10	137	162	18,3	372	375	0,81
14	185	219	18,3	902	912	1,1
18	236	279	18,3	1919	1937	0,94
22	287,5	340	18,3	3513	3533	0,57
26	340	402,5	18,3	5769	5800	0,54

Das besagt, daß eine Verminderung der Schiffsgeschwindigkeit von 18 Knoten auf 14 Knoten durch eine Verminderung der Wellendrehzahl von 236 auf 185 bei konstanter Schraubenstellung ($P/D = 1$) möglich wäre. Diese Änderung vermindert die Wellenleistung um 53,2% von 1919 PS auf 902 PS. Die gleiche Verminderung der Schiffsgeschwindigkeit wäre auch durch eine Verminderung der Wellendrehzahl von 279 auf 219 bei einer konstanten Schraubenstellung von $P/D = 0{,}80$ möglich. Die Wellenleistung würde sich in diesem Fall um 52,9% verändern, das heißt von 1937 PS auf 912 PS abnehmen. Es ist auch möglich, die Verminderung der Geschwindigkeit von 18 auf 14 Knoten, bei konstanten Drehzahlen, durch eine Änderung der Schraubstellung von $P/D = 1$ auf $P/D = 0{,}727$ zu erreichen. In diesem Fall vermindert sich die Wellenleistung um 51,7%, das heißt von 1919 PS auf 928 PS, welcher Wert um 1,2% größer ist, als bei konstanten Schraubenstellungen. Daraus ersieht man, daß dieselben Drehzahlen beibehalten werden können, ohne merkbaren Verlust an Wellenleistung. Ferner ersieht man, daß der Verstellpropeller der Nutzturbine erlaubt, sich dem jeweiligen Enthalpiegefälle anzupassen und damit eine optimale Drehzahl zu erhalten. Besonders bei einem geschlossenen Kreislauf, welcher ein konstantes Enthalpiegefälle bei allen Lasten aufweist, wird die Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades mit konstanter Turbinendrehzahl relativ größer als die Erhöhung der Wellenleistung für einen Verstellpropeller im Vergleich zu einem gewöhnlichen Propeller.

Versuche wurden auch auf seefahrenden Schleppdampfern durchgeführt, die mit Verstellpropellern ausgerüstet waren; und zwar gelang die Verstellung in der minimalen Zeit von sieben Sekunden. Das Verstellen der großen Schiffsschrauben wird, wegen des höheren Widerstandes, mehr Zeit in Anspruch nehmen; so daß bei den geschätzten Tourenzahlen die Zeit von der extremen Vorlauf- in die extreme Rücklaufstellung (maximale Bremskraft) auf 12—15

Sekunden geschätzt werden kann. Ferner hat er gegenüber dem gewöhnlichen Propeller eine doppelt so große Bremskraft, weil die Rückwärtsturbine, im Fall des gewöhnlichen Propellers, nur ungefähr die halbe Leistung liefern kann.

Der Verstellpropeller hat den weiteren Vorteil, daß, wenn nötig, die Anlage in einem vorgegebenen Tourenzahlbereich laufen kann. So ist es möglich, ohne Wirkungsgradverlust, die kritischen Drehzahlen in bezug auf Quer- und Torsionsschwingungen zu vermeiden. Natürlich werden die Maschinen so berechnet, daß eventuelle kritische Drehzahlen außerhalb des Betriebsbereiches bleiben.

1.5. Wahl des Kreislaufes und der Einheiten

Wie früher erwähnt, sind die Anordnungsmöglichkeiten von *GT*-Kreisläufen fast ungezählte. Um diese Untersuchung abzugrenzen, werden nur ausgewählte offene und geschlossene Kreisläufe untersucht. Diese zwei Arten von Kreisläufen werden in den folgenden Abschnitten eingehender untersucht werden.

Es sollen ferner in dieser Arbeit nur Axialkompressoren vorgesehen werden. Diese Maschinen sind heutzutage leistungsfähiger und zuverlässiger als Aggregate eines anderen Typs; sie sind am besten für den Schiffsbetrieb geeignet, wo große Leistungen verlangt werden.

II. Grundsätzlicher Vergleich der Gasturbinenanlagen im Hinblick auf Gasvolumen, Gewicht und Raum

2.1. Symbole

Die folgenden Symbole kommen in Abschnitt II vor, und gelten auch für die folgenden Abschnitte:

S Wärmeaustauschfläche (m^2)
G Durchfließende Menge (kg/s)
P Leistung (PS)
W^* Spezifische Luftmenge (kg/PS h)
J Arbeitsverhältnis, Verhältnis der Nutzleistung zur Turbinenleistung
d_a Kamindurchmesser (m)
d_e Einlaufdurchmesser des Luftschachtes (m)
t_a Abgastemperatur (° C)
t_e Eintrittstemperatur (° C)
P_V Druckverhältnis, Verhältnis des Maximaldruckes zum Eintrittsdruck

w Gasgeschwindigkeit (m/s)
γ Spezifisches Gewicht (kg/m³)
η Kreislauf-Wirkungsgrad
η_R Wirksamkeit des Wärmeaustauschers

2.2. Der offene Kreislauf

A. Der gewählte Kreislauf

Die wichtigste Entscheidung beim Entwurf einer Gasturbinenanlage besteht in der Wahl des Kreislaufes, der Art der Umsteuerung, der Regulierung usw. Man muß jedes dieser Probleme je nach Wichtigkeit betrachten. Dieser Abschnitt wird den offenen und den geschlossenen Kreislauf im Hinblick auf Gewicht und Raum untersuchen. Alle Berechnungen gehen aus von der maximalen Berechnungs-Leistung von 9350 PS, die 10% höher als die normale Leistung ist.

Für ein Frachtschiff, welches meistens mit Vollast fährt, verspricht eine Doppelturbinenanlage zufriedenstellend zu sein.

Für eine *GT* mit offenem Kreislauf, bestehend aus 2 Turbinen, 2 Kompressoren, Zwischenkühlung, Zwischenverbrennung und Rekuperation, erhält man aus den Kurven von *Söderberg* und *Smith* [1] *) folgende Resultate, wobei die Temperatur vor den Turbinen 650° C beträgt:

P_V	= 7	J	= 40%
η	= 32,6%	t_a	= 270° C
W^*	= 16,33 kg/PS h	t_e	= 21° C

Diese Resultate stammen aus Versuchen mit einer Anlage, welche mit Lysholm-Kompressoren ausgerüstet war; für Vergleichszwecke können die Werte trotzdem zugezogen werden.

Da die maximale, berechnete Wellenleistung 9350 PS beträgt, ergibt sich die Luftmenge einfach zu:

$$G = 16{,}33 \cdot 9350 = 152800 \text{ kg/h} = 42{,}5 \text{ kg/s}$$

B. Berechnung des Kamindurchmessers

Für die Berechnung des Kaminquerschnittes kann man aus Erfahrung eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit von 15 m/s annehmen.

$$G = \frac{d_a^2 \pi}{4} w \gamma \qquad (1)$$

*) Ziffern in eckigen Klammern verweisen auf das Literaturverzeichnis.

Mit $G = 42{,}4$ kg/s und $t_a = 270°$ C wird

$$d_a = \sqrt{\frac{4\,G}{\pi\, w\, \gamma}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 42{,}4}{\pi \cdot 15 \cdot 0{,}64}} = 2{,}38 \text{ m} \tag{2}$$

Da das Verhältnis zwischen Austrittsvolumen und Ansaugvolumen bei der offenen Gasturbinenanlage ungefähr zwei ist, erwartet man, daß der Einlaufquerschnitt dem Austrittsquerschnitt gegenüber zweimal kleiner wird für dieselbe Gasgeschwindigkeit.

Da die Sauggeschwindigkeit einer Gasturbinenanlage größer als die Austrittsgeschwindigkeit ist, wird der Einlaufquerschnitt ca. 25% des Austrittsquerschnittes ausmachen, so daß der Einlaufquerschnitt eines offenen Kreislaufes ungefähr gleich ist wie der einer entsprechenden Dampfanlage. Vorsichtig berechnet und mit $G = 42{,}4$ kg/s (gleich der Austrittsmenge), $t_e = 21°$ C und $w = 25$ m/s (angenommene Sauggeschwindigkeit) erhält man:

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot 42{,}4}{\pi \cdot 25 \cdot 1{,}16}} = 1{,}362 \text{ m} \tag{3}$$

Die Ansaugluft kann einfach durch Deckleitungen von den Kompressoren eingesaugt werden. Die Gase gehen durch ein gewöhnliches Kamin ab, das auf einem Schiff des Types C-3 ungefähr 15 m lang würde. Wenn man aber die verschiedenen Schalldämpfer und Versteifungen in Betracht zieht, muß der innere Kamindurchmesser um ungefähr 15% von 2,38 auf 2,7 m erhöht werden. Für die Berechnung des äußeren Kamindurchmessers müssen die Isolierung und die Stromlinienform berücksichtigt werden.

C. Ungefähre Berechnung des Anlagegewichtes

Es ist schwierig, am Anfang des Entwurfs, das Anlagegewicht genau zu berechnen. Die Formel von *Söderberg* und *Smith* [1] für einen offenen Kreislauf gilt nur angenähert.

Anlagegewicht in kg/PS =

$$\frac{0{,}9 \text{ bis } 1{,}4}{J} + \frac{0{,}9 \text{ bis } 2{,}7\,(1-J)}{J} + 4{,}9 \text{ bis } 7{,}9\,\frac{S}{P} + \frac{0{,}9}{J} \tag{4}$$

Es wird dabei angenommen, daß die Turbinen im ganzen zwischen 0,9 und 1,4 kg pro Turbinen-PS wiegen, die Kompressoren zwischen 0,9 und 2,7 kg pro Kompressoren-PS, der Rekuperator von 4,9 bis 7,9 kg/m² Heizfläche; Verbrennungsraum, Zwischenkühler, verschiedene Rohrleitungen, Isolierungen und Hilfsmaschinen sollten nicht mehr als 0,9 kg pro Turbinen-PS wiegen. Abb. 14 des erwähnten Aufsatzes zeigt den Einfluß der Wärmetauschfläche auf den Wirkungsgrad und gibt einen Wert von

$$\frac{S}{\text{PS}} = 0{,}13 \text{ m}^2/\text{PS} \text{ für } \eta_R = 0{,}75.$$

$$\text{Gewicht} = \frac{1{,}4}{0{,}4} + 2{,}7 \cdot \frac{0{,}6}{0{,}4} + \frac{4{,}9 + 7{,}9}{2} \cdot 0{,}13 + \frac{0{,}9}{0{,}4} = 10{,}6 \text{ kg/PS} \quad (5)$$

$$\text{Totales Anlagegewicht} = \frac{9350 \cdot 10{,}6}{907} = 109 \text{ Tonnen (907 kg} = 1 \text{ Schiffstonne)} \quad (6)$$

Dieses Gewicht stimmt mit der Faustregel überein, die besagt, daß die relativen Abmessungen zweier ähnlicher Anlagen im umgekehrten Verhältnis zueinander stehen wie ihre spezifischen Leistungen. Als spezifische Leistung bezeichnet man dabei die Nutzleistung pro Volumeneinheit des Arbeitsmittels.

Insofern der offene Gasturbinen-Kreislauf bei einem tiefsten Druck von einer Atmosphäre arbeitet, mit Luft als Arbeitsstoff, ist das spezifische Volumen der durchströmenden Luft meistens konstant und gleich 0,86 m³/kg. In einer Dampfanlage ist der tiefste Kreislaufdruck ungefähr 0,084 ata im Kondensator, wo das spezifische Volumen cirka 17,5 m³/kg ist. Da der Luftverbrauch eines offenen Gasturbinenkreislaufs zu ungefähr 16,33 kg pro PS anzunehmen ist, erhalten wir eine spezifische Nutzleistung, wie oben definiert, von 0,0711 PS/m³. Der Wasserverbrauch eines modernen Frachtschiffes kann zu 3,5 kg/PS Stunde angenommen werden, die spezifische Nutzleistung wird dann 0,0164 PS/m³. Damit wird das Verhältnis der spezifischen Leistungen gleich zirka 4,3.

Die Gasturbinenanlage umfaßt außer der Turbine einen Kompressor mit ungefähr gleichen Abmessungen, so daß das Verhältnis auf ungefähr 1,72 ($J \cdot 4{,}3$) sinkt. Wenn man annimmt, daß die Gewichte ähnlicher Maschinen den Abmessungen proportional sind und das entsprechende Maschinengewicht eines C-3-Frachtschiffes 36 Tonnen beträgt, bekommen wir allein für die Gasturbinen ein Gewicht von 21 Tonnen. Dieses Gewicht stimmt ungefähr mit der ersten Zahl der Formel von *Söderberg* und *Smith* überein, wenn die untere Grenze des Turbinengewichtes angenommen wird. Mit beiden Methoden zeigt sich, daß das Gewicht der Gasturbinenanlage 30% kleiner als das der entsprechenden Dampfanlage sein kann.

Wenn man die Kessel, Kondensatoren, Rohrleitungen und Hilfsmaschinen der Dampfanlage mit dem Verbrennungsraum, Rekuperatoren, Zwischenkühler, Rohrleitungen und Hilfsmaschinen der Gasturbinenanlage vergleicht, sehen wir, daß das totale Gewicht der Gasturbinenanlage noch günstiger wird. Es ist aber noch unbestimmt, welches das optimale Maß und Gewicht des Rekuperators ist und die Erfahrung hat gezeigt, daß die Rohrverbindungen und Leitungen der Gasturbinenanlage viel schwerer werden als erwartet. Trotzdem kann man vorsichtig schätzen, daß für ein Frachtschiff die offene Gasturbinenanlage um wenigstens 25% leichter und kleiner als eine entspre-

chende Dampfturbinenanlage wäre. Das schließt natürlich experimentelle Dampfkraftanlagen wie z. B. die neuste, britische, leichte Dampfanlage mit nur 6,5 kg/PS aus und bezieht sich nur auf konventionelle Einrichtungen.

D. Raumansprüche

Auf Grund der Tonnagegesetze spielen die Raumansprüche der Anlagen bei Frachtschiffen keine wichtige Rolle. Um genügend Raum für die Antriebsmaschinen zu erhalten, erlauben die Vorschriften einen Abzug von 32% von der Bruttotonnage, solange der eigentliche Maschinenraum 13% des gesamten Rauminhaltes ausmacht. Die so berechnete Nettotonnage bildet die Grundlage für Steuereinschätzung, Berechnung der Kanal- und Hafen-, sowie sonstigen Gebühren. Für den Schiffsbesitzer ist es nun wichtig, den Abzug vornehmen zu dürfen und damit wird der erlaubte Raumanspruch für die Maschinen zu mindestens 13% des Bruttorauminhaltes, unabhängig davon, ob die Maschinen den erlaubten Raumanspruch voll ausnutzen. Es kann wohl sein, daß es bei der Einführung des Gasturbinenantriebes wegen der kleineren Raumansprüche eine Änderung dieser Vorschriften geben wird.

Eine vernünftige Schätzung der Raumansprüche einer offenen Kreislauf-Gasturbinenanlage [1] gibt 0,28 m³ pro Turbinen-PS. In diesem Fall, da die maximale Wellenleistung 9350 PS ist und das Arbeitsverhältnis 0,40, wird die Turbinenleistung 23400 PS sein, so daß der Raumanspruch ungefähr 655 m³ ist. Mit einem Totalgewicht von 7940 Tonnen für das gewählte Schiff wird sich die Raumerlaubnis von 13% für Antriebsmaschinen auf 2900 m³ belaufen. (Gestützt auf das „Moorsom-System", das sagt, 2,83 m³ gleich einer Tonne.) Der erlaubte Raum ist also viermal größer als notwendig; es kann aber sein, daß die Rohrleitungen und Hilfsmaschinen größer als erwartet werden, und damit die obige Berechnung ungünstiger wird. Auf jeden Fall ist Raum genug vorhanden.

2.3. Der geschlossene Kreislauf

Der hervorragende Vorteil des geschlossenen Kreislaufes ist ein höherer Wirkungsgrad bei Teillast. Das wird durch die Änderung der Kreislaufdichte ermöglicht, welche alle anderen Zustände wie Temperatur, Strömungsgeschwindigkeit usw. konstant läßt. Ferner wird die große Menge Verbrennungsluft, die beim offenen Kreislauf verbraucht wird, hier nicht nötig, so daß der geschlossene Kreislauf ungefähr dieselbe Menge Verbrennungsluft und auch dieselbe Menge Abgas wie eine entsprechende Dampfanlage verarbeitet. Die Kamine werden die gleichen Verhältnisse wie bei Dampfanlagen aufweisen.

Das Gewicht der Anlage hängt sehr stark von den Wärmeaustauschflächen

ab. Wie *Keller* [2] angibt, ist ein Gewicht von 18 kg/Wellen-PS ein Durchschnittswert für eine geschlossene Schiffsanlage, welche entweder einen Verstellpropeller oder einen elektrischen Antrieb aufweist. Im Gewicht sind Turbinen, Kompressoren, Zwischenkühler, zweistufige Lufterhitzer, Wärmeaustauscher, Aufladegruppe und Zahnräder inbegriffen. Für eine geschlossene Anlage von 9350 PS beträgt das Totalgewicht somit ungefähr 185 Tonnen verglichen mit 184 Tonnen bei der offenen Anlage, wo 75 Tonnen für Zahnräder im Gewicht inbegriffen sind (im Abschnitt 2.2.C gezeigt) und ungefähr 369 Tonnen für eine Dampfanlage (siehe untere Tabelle).

Maschinengewichtsverteilung eines C-3-Frachtschiffes:

Hauptturbinen	35
Getriebe	80
Schmierölsystem	15
Hauptkondensator	27
Dampf- und Abgasleitungen .	28
Hauptkessel	120
Isolierung	10
Hilfsmaschinen	54
	369 Tonnen

Wie Keller weiter angibt, sind die Raumansprüche für eine typische Schiffsanlage ungefähr 0,068 m³/W PS oder, bei einem C-3-Frachtschiff total 645 m³. Das stimmt fast mit den Raumansprüchen der offenen Kreislaufanlage in Abschnitt 2.2. D überein.

2.4. Kaminberechnung

Wie in der Entropietafel eingetragen, wird die Luftmenge, welche für die theoretische Verbrennung nötig ist, 0,49 mol/kg Brennstoff oder 14,2 kg Luft pro kg Brennstoff sein. Wenn man 15% Luftüberschuß annimmt, wird die Abgasmenge in einer 9350 PS Dampfanlage, die 0,273 kg Brennstoff pro Wellen-PS pro Stunde verbraucht, wie folgt werden:

$$G = \frac{14{,}2 \cdot 1{,}15 \cdot 9350 \cdot 0{,}273}{3600} = 11{,}6 \text{ kg/s}$$

Wenn man Gleichung (1) mit $w = 15$ m/s und $t_a = 270°$ C anwendet, ist der Kamindurchmesser für die Dampfanlage:

$$d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot 11{,}6}{\pi \cdot 15 \cdot 0{,}64}} = 1{,}24 \text{ m}$$

Da die Breite eines C-3-Frachtschiffes 21,7 m beträgt, dürfte der Kamindurchmesser der Dampf- und der geschlossenen GT-Anlagen 5,7% der Breite ausmachen. Dagegen ist der Kamindurchmesser der offenen Anlage 2,39 m oder 11% der Schiffsbreite. Diese berechneten Durchmesser gelten für den inneren Kamin und man muß ungefähr noch 30% dazurechnen für Isolierung, Schalldämpfer usw. Wie aus den Kurven in Abb. 3 ersichtlich, braucht die

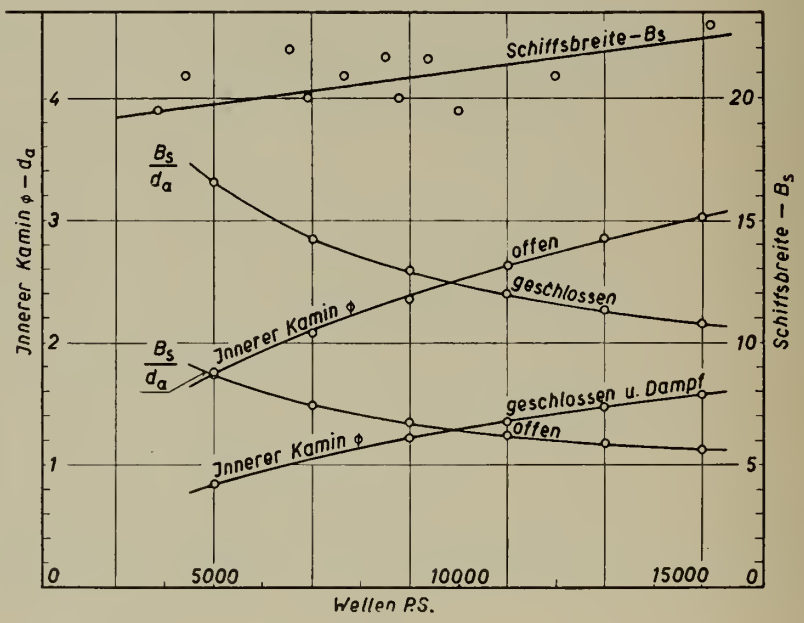


Abb. 3. Kamindurchmesser (d_a) und Schiffsbreite (B_s) in m, als Funktion der Wellenleistung. Die B_s-Werte wurden von einer Reihe von Frachtschiffen abgeleitet und die d_a-Werte berechnet. Im gewöhnlichen Leistungsbereich für Frachtschiffe ist der B_s/d_a-Wert für den offenen wie für den geschlossenen Kreislauf annehmbar.

offene Anlage einen zweimal größeren Kamindurchmesser als die Dampf- und die geschlossene GT-Anlage. Die Kurven zeigen, daß für Frachtschiffe bis 15000 PS der Kamindurchmesser von der Schiffsbreite nicht begrenzt ist. Es darf aber nicht vergessen werden, daß eine offene GT-Anlage einen größeren Ausgangsquerschnitt als die geschlossene GT-Anlage erfordert.

Bei Kriegsschiffen, die große Leistung und eine kleine Breite aufweisen, bildet die offene Anlage ein schweres Problem. Zum Beispiel braucht ein Zerstörer von 70000 PS mit einer Durchschnittsbreite von 11 m einen inneren Kamindurchmesser von 6,6 m. Wenn man die Isolierung, Platten und äußeren Kaminansprüche berücksichtigt, sieht man, daß die offene Anlage einen

Kamindurchmesser benötigt, welcher fast der Schiffsbreite gleichkommt. Das Schiff wäre deshalb sehr verwundbar.

Wo die Frage der Verwundbarkeit nicht so wichtig ist, wie z. B. bei Passagierschiffen, könnte das Abgas durch mehrere Kamine abziehen.

2.5. Zusammenfassung

Die vorstehenden Ausführungen zeigen, daß es möglich ist, eine Gasturbinenanlage zu berechnen und einzurichten, die den Raum- und Gewichts-Ansprüchen eines C-3-Frachtschiffes genügen. Einen Nachteil der offenen Anlagen bilden die größeren Ein- und Auslaßquerschnitte. Doch bleiben diese in annehmbaren Grenzen, da es bei Frachtschiffen keinen großen Nachteil bedeutet, wenn der Kamindurchmesser 20% der Schiffsbreite erreicht.

Die Gewichte der offenen und geschlossenen *GT*-Anlage sind in erster Näherung einander gleich; sie können bis über 30% geringer werden als die einer entsprechenden Dampfanlage. Die offene Anlage hat ein Durchschnittsgewicht von 19,6 kg pro PS, die geschlossene von 18,2 kg pro PS und die Dampfanlage ein solches von 35 kg pro PS.

Der Raumbedarf ist bisher noch am wenigsten genau abgeschätzt und bedarf noch eingehender Betrachtung. Man kann aber vorsichtigerweise sagen, daß der offene Kreislauf mit Zwischenerhitzung, Zwischenkühlung und Wärmeaustausch ungefähr dasselbe Volumen wie der geschlossene Kreislauf braucht und daß in beiden Fällen dieses Volumen 25% kleiner als bei einer entsprechenden Dampfanlage sein kann. Es wäre vielleicht möglich durch die Berechnung und Konstruktion eines leistungsfähigeren Lufterhitzers beim geschlossenen Kreislauf die Raumansprüche zu vermindern, wobei ein Vorteil über den offenen Kreislauf erzielt würde.

III. Untersuchung der Kreisläufe

3.1. Symbole

D	Durchmesser (mm)
Had	Totale adiabatische Enthalpieänderung (kcal/kg oder m)
J	Enthalpie (kcal/mol)
i	Enthalpie (kcal/kg)
M	Molekulargewicht (kg/mol)
Q	Wärme-Energie (kcal/mol oder kcal/kg) oder Strömungsvolumen (m^3/s)
T	Absolute Temperatur (° K)
t	Temperatur (° C)

$Y = D_s/D_n$	Durchmesser-Verhältnis
c	Absolute Strömungsgeschwindigkeit (m/s oder dimensionslos)
w	Relative Strömungsgeschwindigkeit (m/s oder dimensionslos)
g	Erdbeschleunigung (9,81 m/s²)
l	Radiale Schaufellänge (mm)
r	Radius (mm)
u	Umfangsgeschwindigkeit (m/s)
z	Stufenzahl
η	Gesamtwirkungsgrad
η_B	Brennkammerwirkungsgrad
η_K	Thermodynamischer Wirkungsgrad des Kompressors
η_T	Thermodynamischer Wirkungsgrad der Turbine
η_{MK}	Mechanischer Wirkungsgrad des Kompressors
η_{MT}	Mechanischer Wirkungsgrad der Turbine
Δp	Druckänderung pro Stufe (kg/m²)
ρ	Kinematischer Reaktionsgrad (die Umfangskomponente der mittleren relativen Geschwindigkeit durch die Umfangsgeschwindigkeit)
τ_d	Ablenkungskoeffizient $(c_{u1} - c_{u2})/u$
$\varphi = \frac{c_a}{u}$	Durchsatz-Koeffizient
$\psi = \frac{had}{\frac{u^2}{2g}} = \frac{\Delta p}{\rho \frac{u^2}{2}}$	Druckzahl (wo ρ eine mittlere Dichte ist)
$\Re$	Korrektur-Faktor der Schaufelverluste. Gibt den Einfluß der Rand- und Spalteffekte auf die Strömung an. Muß experimentell bestimmt werden.

Indices:

T	Turbine
K	Kompressor
B	Brennkammer
n	an der Nabe
m	im mittleren Durchmesser
s	an der Spitze
1	Schaufel-Eintritt
2	Schaufel-Austritt

Kreislauf (siehe Abb. 5):

1	Niederdruck-Kompressor, Eintritt
2	Niederdruck-Kompressor, Austritt
3	Hochdruck-Kompressor, Eintritt
4	Hochdruck-Kompressor, Austritt

5 Hochdruck-Turbine, Eintritt
6 Hochdruck-Turbine, Austritt
7 Niederdruck-Turbine, Eintritt
8 Niederdruck-Turbine, Austritt
9 Wärmeaustauscher-Austritt (kalte Seite)
10 Wärmeaustauscher-Austritt (heiße Seite)

Lufterhitzer-Kreislaufpunkte (siehe Abb. 7):

A Verbrennungsraum
B Austritt aus den Rohrbündeln
C Gasaustritt, Kamin
D Lufteintritt
E Austritt aus Vorwärmer (kalte Seite)

3.2. Anordnung einer offenen Kreislaufanlage

Bei der Wahl einer Maschinenanordnung für eine Marineanlage müssen viele Gesichtspunkte berücksichtigt werden. Neben den allgemeinen Anforderungen in bezug auf Betriebssicherheit und Manövrierfähigkeit spielt bei der Wahl eines *GT*-Kreislaufes die Betriebsart eine große Rolle. Im Falle eines Frachtschiffes, welches während 75% der Betriebsdauer auf Vollast fährt, ist hoher Teillastwirkungsgrad nicht von so ausschlaggebender Bedeutung wie bei einem Kriegsschiff, wo nur während ca. 3% der Betriebsdauer auf Vollast gefahren wird. Obwohl bei Frachtschiffen ein hoher Teillast-Wirkungsgrad kein Haupterfordernis bildet, ist es unbedingt notwendig, daß das Schiff im Hafen leicht manövrierbar bleibt, wie auch für besondere Zwecke, z. B. Konvoifahrten.

Es ist für ein gegebenes Schiff möglich, aus der Vielfalt der Kreislaufanordnungen eine bestimmte Wahl zu treffen, und zwar auf Grund folgender Überlegungen.

a) Wie in Abschnitt II gezeigt, bedingt der Luftverbrauch eines 9350 PS Schiffes einen sehr großen Kaminquerschnitt. Deshalb sollte ein Kreislauf mit niedrigem Luftverbrauch gewählt werden. Hierzu wird eine Zwischenverbrennung vorgesehen, da sich diese Anordnung als das zweckmäßigste Mittel zur Herabsetzung des Luftverbrauches erwiesen hat. Da nun in einer Schiffsanlage sehr leicht Kühlwasser zu beschaffen ist, kann neben der Zwischenverbrennung auch noch Zwischenkühlung vorgesehen werden; letztere Maßnahme erweist sich als etwas weniger wirksam, aber dafür als viel einfacher in der Anwendung. Zwischenverbrennung und Zwischenkühlung wird am vorteilhaftesten zusammen mit Rekuperation angewandt, weshalb auch der gewählte Kreislauf mit diesen drei Mitteln arbeitet.

b) Der Kreislauf muß imstande sein, die Last rasch zu ändern ohne Turbinen, Wärmeaustauscher und Kompressoren zu sehr zu beanspruchen. Beschleunigungs- und Verzögerungsvermögen werden bei unabhängigen Nutzturbinen am größten, weil sich die Kompressorendrehzahl unabhängig von denjenigen der Nutzturbine einstellen wird. Eine solche Anordnung ist vom Standpunkt der Manövrierfähigkeit als günstig zu beurteilen. Bei den heute zulässigen Turbinentemperaturen sind die Kompressionsleistungen immer noch größer als die Nutzleistungen; thermodynamisch erhält man den besseren Prozeß, wenn die Kompressionsleistung durch den Niederdruckteil der Expansion aufgebracht wird. Dazu benötigt man weniger Wärmeleistung der Zwischenbrennkammer und erhält zudem noch niedrigere Austrittstemperaturen; dies bewirkt in der Folge einen besseren Teillast- und Vollastwirkungsgrad.

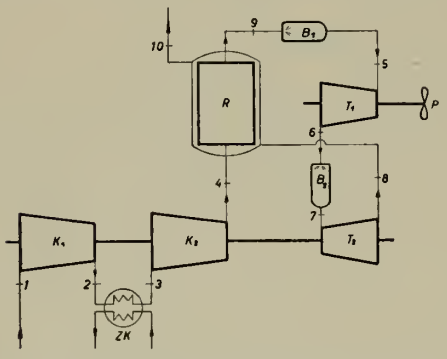


Abb. 4. Anordnung des offenen Kreislaufes. Bezeichnungen wie folgt: K_1 = ND-Kompressor; K_2 = HD-Kompressor; T_1 = HD-Turbine; T_2 = ND-Turbine; R = Rekuperator; B_1 und B_2 = Verbrennungskammern; ZK = Zwischenkühler

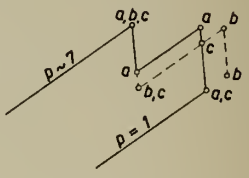


Abb. 4a. Thermodynamische Möglichkeiten des offenen Kreislaufes

aaa = HD-Nutzturbine = Zwischenverbrennung auf 650° C

bbb = ND-Nutzturbine = Zwischenverbrennung auf 650° C

ccc = ND-Nutzturbine = Zwischenverbrennung auf weniger als 650° C

Die offene Anlage, die Zwischenverbrennung aufweisen sollte um die Luftdurchsatzmenge zu reduzieren, muß eine HD-Nutzturbine anwenden, um den besten thermodynamischen Kreislauf und Wirkungsgrad zu erreichen (Prozeß aaa in Abb. 4a). Wenn eine ND-Nutzturbine angewendet werden sollte (Prozeß bbb in Abb. 4a), würde ihre Austrittstemperatur höher sein als die der HD-Turbine. Dies ist dadurch bedingt, daß bei den heutigen zulässigen Temperaturen die Kompressionsleistung größer als die Nutzleistung ist. Natürlich könnten weniger hohe Zwischenverbrennungstemperaturen vorgesehen werden, um eine niedrigere ND-Turbinenaustrittstemperatur (Prozeß ccc in Abb. 4a) zu erreichen. Dies würde aber nicht nur den Luftbedarf vergrößern, sondern auch den Gesamtwirkungsgrad vermindern, weil das jeweilige Enthalpiegefälle

der Nutzturbine kleiner würde. Wenn nun eine unabhängige Nutzturbine in einer offenen Anlage gewünscht wird, so muß die HD-Turbine die Leistung liefern.

Der Hauptnachteil, wenn man die Kompressoren durch die ND-Turbine antreibt und die Nutzleistung der HD-Turbine entnimmt, besteht in der Gefahr, bei zu kleiner Teillast die Pumpgrenze des Kompressors zu erreichen. Als Beispiel für die Pumpgefahr sei der Fall einer Propellerverstellung angeführt; es ist dazu allgemein notwendig, die Maschinen zeitweilig zu entlasten, wobei dann das Pumpgebiet vermieden werden muß. In einem Fall [3] war die Pumpgrenze bei ungefähr 80% Nenndrehzahl erreicht, was ungefähr 50% der Vollast entspricht. Im vorliegenden Entwurf, wo ein Verstellpropeller gewählt wurde, ist das Problem nicht so groß, da jede weitere Verminderung der Fahrgeschwindigkeit und jede Manövrierung unter 50% Vollast durch Schraubenverstellung ausgeführt wird. Diese Regulierung entspricht einem schlechteren Wirkungsgrad, weil die Eintrittstemperatur niedriger ist. Aber in einem Frachtschiff, das meistens mit Vollast fährt, ist der Vollastwirkungsgrad wichtiger als der Teillastwirkungsgrad.

c) Man muß einen Kompromiß schließen zwischen den sekundären Anforderungen wie leichter Betrieb, minimaler Raum und Gewicht, niedrige Unterhalt- und Betriebskosten und gute Reparaturmöglichkeiten und den Haupterfordernissen wie sie unter a) und b) dargelegt wurden.

Wenn man diese Erfordernisse in Betracht zieht, bleibt der offene Kreislauf mit Hochdrucknutzturbine und ND-Turbinenantrieb der Kompressoren, unter Verwendung von Wärmeaustausch, Zwischenverbrennung und Zwischenkühlung am vorteilhaftesten für dieses Schiff. Eine schematische Skizze des gewählten Kreislaufes ist in Abb. 5 gezeigt.

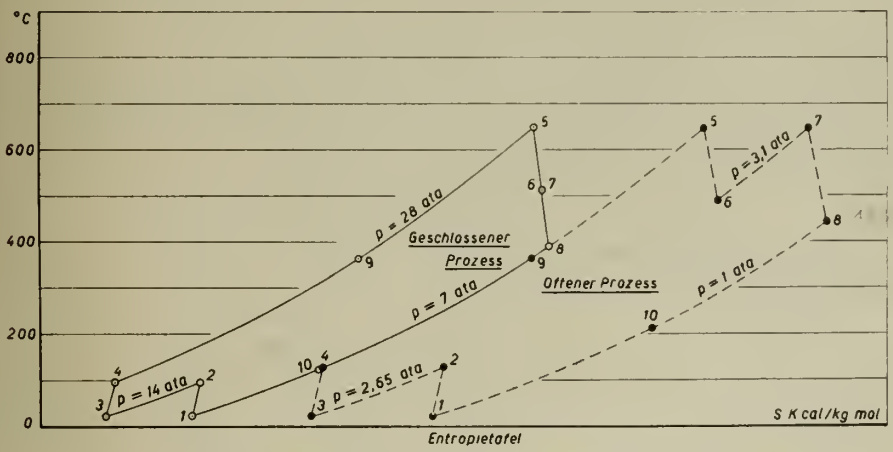


Abb. 5. Entropiediagramm der offenen und geschlossenen Anlagen

3.3. Charakteristiken des offenen Kreislaufes

Die folgenden Werte sind für die gewählte offene Anlage eingesetzt worden:

Eintrittstemperatur der Kompressoren ($t_1 = t_3$)	20° C
Eintrittstemperatur der HD-Turbine ($t_5 = t_7$)	650° C
Druckverhältnis (P_r)	7
Wirksamkeit des Wärmeaustauschers (η_R)	0,75
Thermodynamischer Wirkungsgrad des Kompressors (η_K)	0,86
Thermodynamischer Wirkungsgrad der Turbine (η_T)	0,90
Mechanischer Wirkungsgrad des Kompressors und der Turbine ($\eta_{MR} = \eta_{MT}$)	0,98
Thermodynamischer Wirkungsgrad der Brennkammer (η_B)	0,98
Nutzarbeit an der Welle	8500 PS

Mit diesen Annahmen wurde der Kreislauf auf der Entropie-Tafel eingezeichnet, wie in Abb. 5 zu sehen ist.

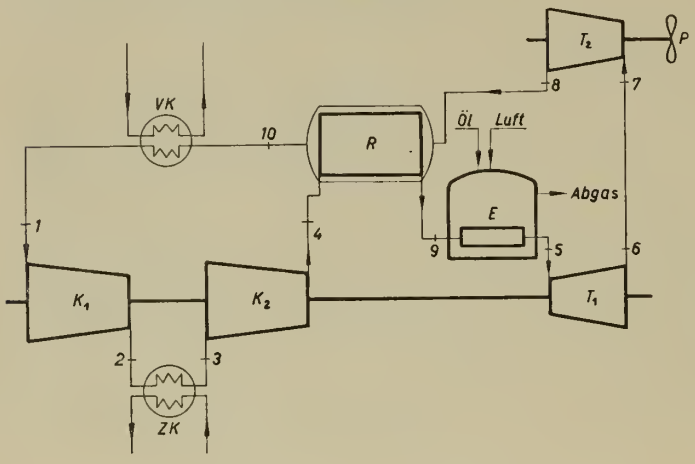


Abb. 6. Anordnung des geschlossenen Kreislaufes. Bezeichnungen wie in Abb. 4 mit folgenden Zusätzen: VK = Vorkühler und E = Lufterhitzer

Bei der Berechnung der verschiedenen Punkte wurde angenommen, daß der Kreislauf mit einem Mol Luft beginnt und mit einem Mol Rauchgas endet. Der so entstandene Fehler beträgt weniger als 1%.

	ND Komp.	HD Komp.	HD Turbine	ND Turbine
Eintrittsdruck ata	1,0	$(7)^{1/2}$	7	3,06
Eintrittstemperatur °C	20	20	650	650
Eintrittsvol. m³/s	32,1	12,1	14,5	33,0
Austrittsdruck ata	$(7)^{1/2}$	7	3,06	1
Austrittstemperatur °C	130	130	492	443
Austrittsvol. m³/s	16,7	6,3	27,3	78,5
Enthalpiedifferenz Had kcal/kg	23,2	23,2	46,6	62,0
Luftdurchsatz kg/s (G)	37,4	37,4	37,4	37,4

Vorstehende Tabelle gibt eine Übersicht der Werte des offenen Kreislaufes, die aus dem Entropiediagramm gewonnen wurden.

Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage wurde wie folgt bestimmt:

$$\eta = \frac{\eta_{MT} \Sigma \Delta i_T - \frac{1}{\eta_{MK}} \Sigma \Delta i_K}{\frac{1}{\eta_B} [\Sigma \Delta i_T + (1 - \eta_R)(i_8 - i_4)]} = 33{,}8\,\% \qquad (7)$$

Als Arbeitsverhältnis ergab sich:

$$J = \frac{\eta_{MT} \Sigma \Delta i_T - \frac{1}{\eta_{MK}} \Sigma \Delta i_K}{\Sigma \Delta i_T} = 42{,}1\,\% \qquad (8)$$

3.4. Anlage mit geschlossenem Kreislauf

Da der Luftverbrauch der Anlage mit geschlossenem Kreislauf ungefähr demjenigen einer Dampfanlage entspricht, bildet die Größe des Kaminquerschnitts kein Problem mehr. Zwischenerhitzung braucht hier nicht angenommen zu werden, weil der so zu erreichende Wirkungsgradgewinn die vermehrte Komplikation und das erhöhte Gewicht nicht wettmachen kann.

Die Hauptvorteile des geschlossenen Kreislaufs sind sein hoher Wirkungsgrad [4] bei Teillast und die einfache Regulierung, welche durch eine Änderung der Luftdichte zustandegebracht wird. Dies erlaubt die Strömungsgeschwindigkeiten und die Schaufeleintrittswinkel konstant zu halten und verhindert das Pumpen der Kompressoren. Da Zwischenerhitzung nicht gebraucht wird und die Pumpgefahr für die Kompressoren weniger groß ist, muß die Kompressionsarbeit nicht unbedingt vom Niederdruckteil der Expansion geleistet werden, wie beim offenen Kreislauf.

Für dieses bestimmte Schiff eignet sich also folgende Anordnung am besten: Anwendung der Rekuperation und der Zwischenkühlung wobei die HD-Turbine die Kompressoren antreibt und die ND-Turbine die Nutzleistung abgibt. Eine schematische Skizze dieser Anordnung ist in Abb. 7 zu sehen.

3.5. Charakteristiken des geschlossenen Kreislaufes

Folgende Werte können zur Berechnung der gewählten geschlossenen Anlage angenommen werden:

Eintrittstemperatur der HD-Turbine (t_5)	650° C
Eintrittstemperatur der Kompressoren ($t_1 = t_3$)	20° C
Niedrigster Kreislaufdruck	7 ata

Höchster Kreislaufdruck	28 ata
Druckverhältnis (P_v)	4
Wirksamkeit des Wärmeaustauschers (η_R)	0,90
Thermodynamischer Wirkungsgrad des Kompressors (η_K)	0,86
Thermodynamischer Wirkungsgrad der Turbine (η_T)	0,90
Mechanischer Wirkungsgrad des Kompressors und der Turbine ($\eta_{MT} = \eta_{MK}$)	0,98
Nutzarbeit an der Welle	8500 PS

Folgende Tabelle gibt eine Übersicht der Werte für den geschlossenen Kreislauf, welche aus dem Entropiediagramm (Abb. 5) bestimmt wurden.

	ND Komp.	HD Komp.	HD Turbine	ND Turbine
Eintrittsdruck ata	7,0	14	28	13,5
Eintrittstemperatur °C	20	20	650	508
Eintrittsvolumen m³/s	6,56	3,18	5,19	9,08
Austrittsdruck ata	14,0	28	13,5	7
Austrittstemperatur °C	94,5	94,5	508	394
Austrittsvolumen m³/s	4,12	2,06	9,08	15,1
Enthalpiedifferenz Had kcal/kg	15,6	15,6	42,0	31,9
Luftdurchsatz kg/s (G)	53,7	53,7	53,7	53,7

Der Wirkungsgrad des Hauptkreislaufes wurde wie folgt festgestellt:

$$\eta_{t1} = \frac{\eta_{MT} \Sigma \Delta i_T - \frac{1}{\eta_{MK}} \Sigma \Delta i_K}{Q_{59}} = 38{,}2\,\% \qquad (9)$$

Das Arbeitsverhältnis ergab sich zu:

$$J = \frac{\eta_{MT} \Sigma \Delta i_T - \frac{1}{\eta_{MK}} \Sigma \Delta i_K}{\Sigma \Delta i_T} = 42{,}3\,\% \qquad (10)$$

Es ist interessant festzustellen, daß das Arbeitsverhältnis dem totalen Wirkungsgrad eines Kreislaufes ungefähr gleich kommt, wenn unter idealen Verhältnissen und mit 100%iger Wirksamkeit des Wärmeaustauschers gearbeitet werden kann.

3.6. Der Lufterhitzer des geschlossenen Kreislaufes

Der obige Wirkungsgrad (η_{t1}) des Hauptkreislaufes gilt nur für den geschlossenen Teil der Anlage. Um den Gesamtwirkungsgrad zu erhalten, muß noch der Wirkungsgrad des Lufterhitzers berücksichtigt werden. Der Lufterhitzer der geschlossenen Anlage kann mit dem Kessel der Dampfanlage und der Brennkammer des offenen Kreislaufs verglichen werden. In diesem Fall (Abb. 7)

wird ein Lufterhitzer ohne Aufladung und ohne Gasumwälzung betrachtet werden. Vielleicht scheint die maximale theoretische Temperatur von 2145° C zu hoch zu sein; sie wird aber in Wirklichkeit nie erreicht. Die relativ kalte Luft des Hauptkreislaufs, die durch die Rohrbündel strömt, trägt stark zur Erhaltung niedriger Wandtemperaturen bei (Abschnitt 4.8.).

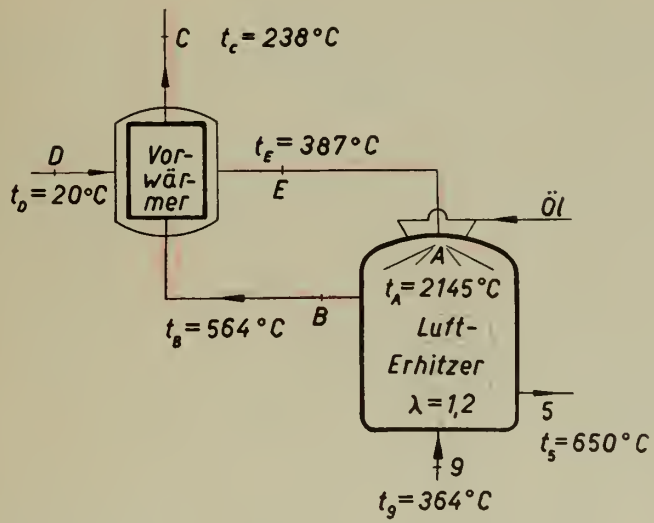


Abb. 7. Anordnung des Lufterhitzerkreislaufes. Dies zeigt den einfachsten Lufterhitzer-Typus ohne Aufladung oder Umwälzung

Um den Lufterhitzerkreislauf zu berechnen wurden folgende Annahmen getroffen:

a) Die Temperatur nach der Verbrennung (Punkt B) ist höher als die Eintrittstemperatur der Luft in den Lufterhitzer (Punkt 9). Aus Erfahrung weiß man, daß für einen Kreislauf mit diesem Druckverhältnis der Temperatursprung ungefähr 200° C beträgt. Da $t_9 = 364°$ C ist, wird:

$$t_B = 564° \text{ C}.$$

b) Der Wärmeaustauscher, der sich im Kamin befindet, habe eine Wirksamkeit von 60 Prozent. Je höher diese Wirksamkeit gewünscht wird, umso größer muß die Fläche des Wärmeaustauschers sein. Man muß diese Wirksamkeit je nach Kamingröße ändern. Wenn man die Temperatur der Eintrittsluft (t_D) als 20° C kennt, kann man die Temperatur der Austrittsgase (t_C) aus der Definition der Wirksamkeit berechnen.

$$t_C = 238° \text{ C}.$$

c) Die Wärmeverluste im Lufterhitzer können vernachlässigt werden; das bedeutet 100 Prozent Wärmeübertragung in den Rohrbündeln.

d) Luftüberschuß von 20 Prozent ($\lambda = 1{,}2$). Dies legt die maximale theoretische Temperatur fest.

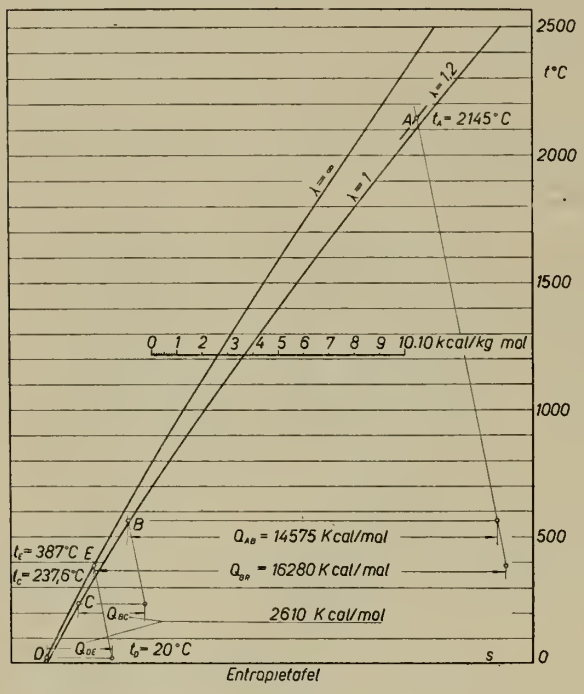


Abb. 8. Entropiediagramm des einfachen Lufterhitzerkreislaufes. Die maximale theoretische Temperatur (t_A) wird wegen der Wärmeabgabe an die Luft im Hauptkreislauf nie erreicht

Auf Grund dieser Annahmen erlaubt das Entropiediagramm (Abb. 8) folgendes zu berechnen:

Brennstoffgewicht (m_B) = 0,445 kg/s (siehe Abs. 4.5.)

$$G_{RG} = \frac{\frac{Q_{59}}{M}}{Q_{AB}\,\eta_B}\,G_L = 8{,}1 \text{ kg/s}$$

wobei $G_L = 53{,}7$ kg/s

$M = 28{,}97$ kg/mol$_L$ = 29,13 kg/mol$_{kG}$

Wirkungsgrad des Lufterhitzerkreislaufs

$$\eta_{t2} = \frac{Q_{59}\,G_L}{Hu\,m_B} = 0{,}89$$

worin Hu (unterer Heizwert) = 10000 kcal/kg.

Also ist der Gesamtwirkungsgrad der Anlage

$$\eta = \eta_{t1}\,\eta_{t2} = 0{,}382 \cdot 0{,}89 = 34{,}0\%$$

Die Abgasmenge verlangt einen Kamindurchmesser von 1,02 m, welcher kleiner ist als derjenige der Dampfanlage in Abschnitt 2.7.

3.7. Methode zur Berechnung der Kompressoren und Turbinen

Das Hauptthema der Ausführungen unter Abschnitt 3 besteht in der Aufstellung eines Raum- und Gewichtsvergleichs zwischen offenem und geschlossenem Kreislauf. Da es sich nur um einen relativen Vergleich handelt, ist die vollständige Berechnung der Einzelteile nicht nötig. Wie in Abschnitt 5 von Referenz 5 beschrieben wird, wurde von *Traupel* [5] eine neue allgemeine Theorie zur Berechnung von Gasturbinen-Einheiten entwickelt. Diese Theorie beruht auf der Definition von homogenen Stufen und zwar so, daß die Strömungsgeschwindigkeit in jeder Ebene senkrecht zur Rotationsachse der Maschine als eine Funktion des Radius r oder des Radiusverhältnisses r/r_H dargestellt werden kann. (Der Bezugsradius r_H ist durch die Hauptstromfläche gegeben). Obwohl die Turbine und der Kompressor als eine Stufe behandelt werden, ermöglicht diese Theorie einen guten Grundvergleich in bezug auf Abmessungen, Nenndrehzahlen und Gewichte. Die Berechnungsmethode wird ausführlich in Abschnitt 5.5. von Referenz 5 beschrieben. Bei offenen sowie geschlossenen Kreisläufen wurden für die HD-Kompressoren drallfreier Austritt (Leitlauf-Schaufeln) angenommen und Stufen mit 50% Reaktion bei allen anderen Maschinen.

Drallfreier Austritt wurde für die HD-Kompressoren angenommen, weil dabei ein Druckabfall in den Leitschaufeln stattfindet und die resultierende Beschleunigung Wirbel- und Ablösungserscheinungen verkleinert, was günstig auf die Strömung wirkt. Drallfreier Austritt verkleinert die Austrittsverluste und erhöht somit den Beschaufelungswirkungsgrad [6].

Bei den andern Maschinen wurde 50% Reaktion gewählt, weil dies, infolge der größeren Durchsatzzahlen, einen größeren Massenfluß bei niedrigeren Temperaturen erlaubt, wo die Schallgrenze auch niedriger liegt.

3.8. Drehzahlen und Abmessungen der Maschinen für die Anlage mit offenem Kreislauf

Da die ND-Turbine die Kompressoren antreibt, werden die Drehzahlen dieser Gruppe wie folgt begrenzt: die minimale Tourenzahl ist gegeben durch den Durchsatz der letzten Kompressionsstufe und die maximale Tourenzahl durch den Durchsatz der letzten Turbinenstufe dieser Gruppe. Diese Drehzahl

wurde nach der Methode von Traupel zu 5350 U./m bestimmt. Folgende Tabelle faßt die Annahmen für die Berechnungen dieser Maschinengruppe zusammen.

Für die HD-Turbine, welche als unabhängige Einheit die Nutzleistung abgibt, kann eine passende Tourenzahl gewählt werden; hier 6000 U./m.

Bei der Festlegung der Tourenzahlen müssen allerdings die kritischen Tourenzahlen mitberücksichtigt werden, speziell wenn die Stufenzahlen groß werden.

Kennzahlen (Nabe)

	ND Komp.	HD Komp.	ND Turbine	HD Turbine
ρ	0,50	1,175	0,50	0,5
φ	0,60	0,35	0,60	0,6
τ_d	0,30	0,35	1,46	1,198
τ_1	0,35	0,35	—	—
τ_2	0,65	—	−0,23	−0,099
η_o	0,93	0,94	0,96	0,96
ψ	0,558	0,658	2,80	2,3
$\Re$	0,95	0,95	1,0	1,00

Aus den obigen Annahmen konnten mit Hilfe der Entropietafel die Abmessungen von Turbinen und Kompressoren bestimmt werden zu:

Dimensionen des offenen Turbinen-Kreislaufes

		ND Turbine		HD Turbine	
		Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt
Y		1,32	1,60	1,243	1,40
D_n	(mm)	655	655	536	536
D_m	(mm)	758	852	602	644
D_s	(mm)	861	1049	668	752
l	(mm)	103	197	66	108
u_m	(m/s)	212,5	239	180	202,4
z	(Stufen)	3		4	

Dimensionen des offenen Kompressoren-Kreislaufes

		ND Kompressor		HD Kompressor	
		Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt
Y		1,52	1,30	1,358	1,20
D_n	(mm)	555	555	555	555
D_s	(mm)	845	722	753	667
l	(mm)	145	83,5	99	56
u_n	(m/s)	155,5	155,5	155,6	155,6
u_s	(m/s)	236,5	202	211	186,5
z	(Stufen)	15		13	

Die axialen Längen der Maschinen ergaben sich aus der Annahme einer Axiallänge von 60 mm pro Stufe.

3.9. Drehzahlen und Abmessungen der Maschinen für die Anlage mit geschlossenem Kreislauf

Beim geschlossenen Kreislauf treibt die HD-Turbine die Kompressoren an und der Durchsatz durch die letzte Turbinenstufe bestimmt die maximale Drehzahl der Gruppe. Sie wurde zu 12000 U./m berechnet. Für die unabhängige ND-Turbine wurde eine Drehzahl von 10000 U./m gewählt. Diese Drehzahl ist für das Zahnradgetriebe verhältnismäßig hoch, aber, wie im Abschnitt 5 gezeigt, ist sie noch zulässig. Weil nun die Maschinen und ihre Stufenzahlen relativ klein werden, liegen die kritischen Tourenzahlen außerhalb der Betriebsdrehzahlen. Folgende Tabelle faßt die Annahmen für die Berechnungen zusammen:

Kennzahlen (Nabe)

	ND Komp.	HD Komp.	ND Turbine	HD Turbine
ρ	0,50	1,175	0,50	0,50
φ	0,60	0,30	0,60	0,50
τ_d	0,30	0,35	1,04	1,197
τ_1	0,35	0,35	—	—
τ_2	0,65	—	−0,02	−0,0985
η_o	0,93	0,94	0,96	0,96
ψ	0,558	0,658	2,00	2,30
$\Re$	0,95	0,95	1,00	1,00

Die Dimensionen der Maschinen wurden auf Grund der angenommenen Kennzahlen und der Werte unter Abschnitt 3.5. bestimmt.

Dimensionen des geschlossenen Turbinen-Kreislaufes

	ND Turbine		HD Turbine	
	Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt
Y	1,32	1,50	1,31	1,50
D_n (mm)	365	365	308	308
D_m (mm)	424,5	456,5	355,5	385
D_s (mm)	484	548	403	462
l (mm)	59,5	91,5	47,5	77
u_m (m/s)	222	239	233	242
z (Stufen)	4		4	

Dimensionen des geschlossenen Kompressoren-Kreislaufes

		ND Kompressor		HD Kompressor	
		Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt
Y		1,45	1,30	1,44	1,30
D_n	(mm)	276	276	276	276
D_s	(mm)	400	359	398	359
l	(mm)	62	41,5	61	41,5
u_n	(m/s)	173,5	173,5	173,5	173,5
u_s	(m/s)	251,5	225,5	250	225,5
z	(Stufen)	9		7	

Es wurde gleiche axiale Stufenlänge (60 mm) wie im Falle des offenen Kreislaufes angenommen.

3.10. Wärmeaustauscher des offenen Kreislaufes

Die allgemeinen Gleichungen und Symbole für den Wärmeaustauscher werden im Abschnitt 4.10. entwickelt werden. Der nachstehende Wärmeaustauscher des offenen Kreislaufes berechnet sich aus den Zuständen, die im Abschnitt 3.3. angegeben wurden (siehe Abschnitt 4.11. für die Berechnung des Wärmeaustauschers im geschlossenen Prozeß).

Bekannt sind:

$$G_L = 37{,}4 \text{ kg/s} \qquad p_g = 1 \text{ ata}$$
$$H_{iT} = 84{,}5 \text{ kcal/kg} \qquad p_L = 7 \text{ ata}$$
$$\eta_T = 0{,}90 \qquad \eta_R = \frac{365—130}{443—130} = 0{,}75$$
$$T_g' = 635^\circ\text{K}$$

Die nötigen Berechnungsgrößen sind somit:

$$t_L' = 248^\circ\text{C} \qquad \frac{p_L}{p_o} = 6{,}77$$
$$t_g = 329^\circ\text{C} \qquad \frac{p_L}{p_g} = 7$$
$$T_1' + T_2' = 1041^\circ\text{K} \qquad \gamma_{oL} = \gamma_{og} = 1{,}293 \text{ kg/Nm}^3$$
$$T_1 + T_2 = 1203^\circ\text{K} \qquad \eta_L = (250^\circ\text{C}) = 2{,}84 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2$$
$$t_2' - t_1' = 235^\circ\text{C} \qquad \eta_g = \eta_L(330^\circ\text{C}) = 3{,}11 \cdot 10^{-6} \text{ kg s/m}^2$$
$$x = 3{,}97 \qquad \gamma_L = 4{,}58 \text{ kg/m}^3$$
$$y = 4{,}10 \qquad \gamma_g = 0{,}57 \text{ kg/m}^3$$
$$\frac{x}{y} = 0{,}968 \qquad \Delta t_m = 81^\circ\text{C}$$
$$c_L = 0{,}32 \text{ kcal/Nm}^3\,^\circ\text{C}$$

Setzt man diese bekannten Zustände und Werte in die allgemeinen Gleichungen von Abschnitt 4.10. ein, so erhält man folgende Gruppe spezieller Gleichungen:

Angenommen $\xi = 1$ wird

$$q = \left(\frac{d_o}{d_i}\right)^{0,75} q_1 \tag{15b}$$

Eingesetzt in die allgemeinen Gleichungen ergibt dies:

$$u = 0{,}731 + 0{,}708\, q \tag{16b}$$

$$\Delta p_L = 0{,}1152\, u\, {w_{0L}}^2 \tag{20b}$$

$$\frac{\Delta p_g}{\Delta p_L} = 8{,}26 \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^{4,75} \frac{1}{{q_1}^3} \tag{21b}$$

$$\Delta p_L = \frac{\Delta h}{33{,}3 \left(\frac{1}{7} + \frac{\Delta p_q}{\Delta p_L}\right)} \tag{22b}$$

Setzt man Gleichung (21b) in Gleichung (22b) ein, erhält man:

$$\Delta p_L = \frac{\Delta h}{4{,}76 + 275 \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^{4,75} \frac{1}{{q_1}^3}} \tag{22bb}$$

Gleichung (22bb) wird dann im Zusammenhang mit Gleichung (20b) benützt, um eine Lösung für w_{0L} zu finden:

$$\frac{L}{{d_1}^{1,25}} = 288\, u\, {w_{0L}}^{0,25} \tag{18b}$$

$$n = \frac{35{,}5}{{d_i}^2 w_{0L}} \tag{23b}$$

$$F_{tot} = 27{,}5 \left(\frac{d_o}{d_i}\right)^2 (1 + q_1) \frac{1}{w_{0L}} \tag{24b}$$

$$G_{r_{tot}} = ({d_o}^2 - {d_i}^2) \frac{\pi}{4}\, n\, L\, \gamma_{Rohr} \tag{25b}$$

Unter der Annahme, daß $d_o/d_i = 1{,}185$, wurden dann die obigen Gleichungen benützt, um das Nomogramm von Abb. 9 aufzustellen. Mit diesem Nomogramm ist es möglich, eine Reihe von Wärmeaustauschern für den offenen Kreislauf zu berechnen.

Zunächst wird angenommen, daß mit $d_o/d_i = 1{,}185$, $d_o = 12{,}7$ mm; wofür $d_i = 10{,}7$ mm.

Setzt man verschiedene Werte für Δh (1%, 2% und 3% von H_{iT}) und für das Teilungsverhältnis ($s = 1{,}2$ bis $1{,}8$) in Gleichung (22bb) ein, so erhält man eine Reihe verschiedener Werte für Δp_L. Sucht man das gewünschte Teilungsverhältnis (s) in Abb. 9 aus, so ist es möglich die Werte von w_{0L}, $\frac{L}{{d_i}^{1,25}}$

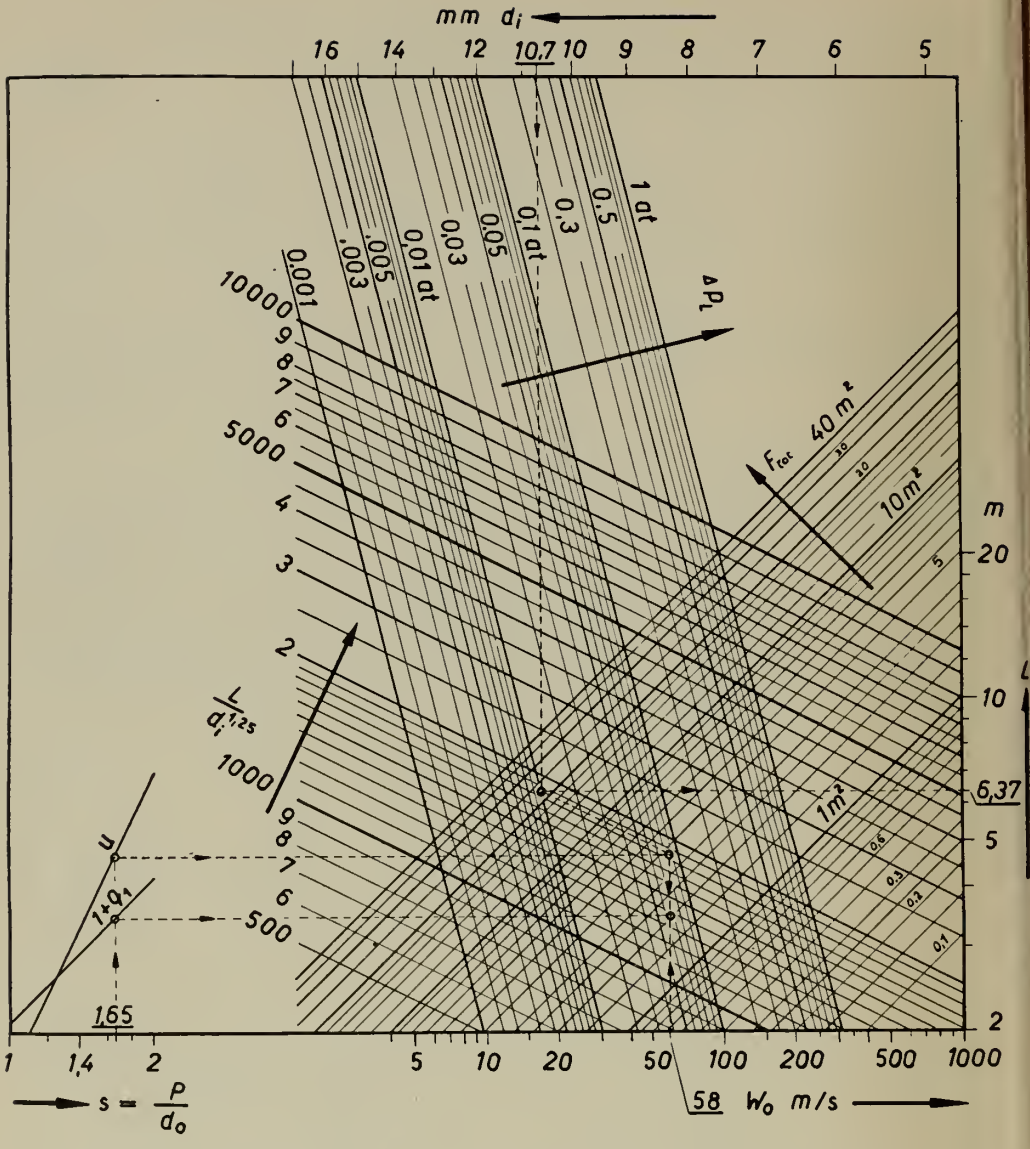


Abb 9. Nomogramm für den Wärmeaustauscher im offenen Kreislauf. Dieses zeigt eine Reihe von Lösungen für den Wärmeaustauscher eines solchen Kreislaufes. Nimmt man beispielsweise an, daß der adiabatische Gefällsverlust (Δh) in der Turbine 2% beträgt, dann löst man Gleichung 22bb nach Δp_L auf ($\Delta p_L = 0{,}09$ at). Dann geht man in die Kurven mit dem Wert $s = 1{,}65$; der Schnitt der Horizontalen von der u-Kurve aus mit Δp_L gibt $w_{0L} = 58$ m/s und $L/d_i^{1{,}25} = 1870$; mit diesen Werten ergibt sich L zu 6,37 m, wenn eine Vertikale von $d_i = 10{,}7$ mm aus eingezeichnet wird. Der Schnitt der Horizontalen von der $1+q_1$-Kurve aus mit der w_{0L}-Vertikale gibt $F_{tot} = 2{,}05$ m².

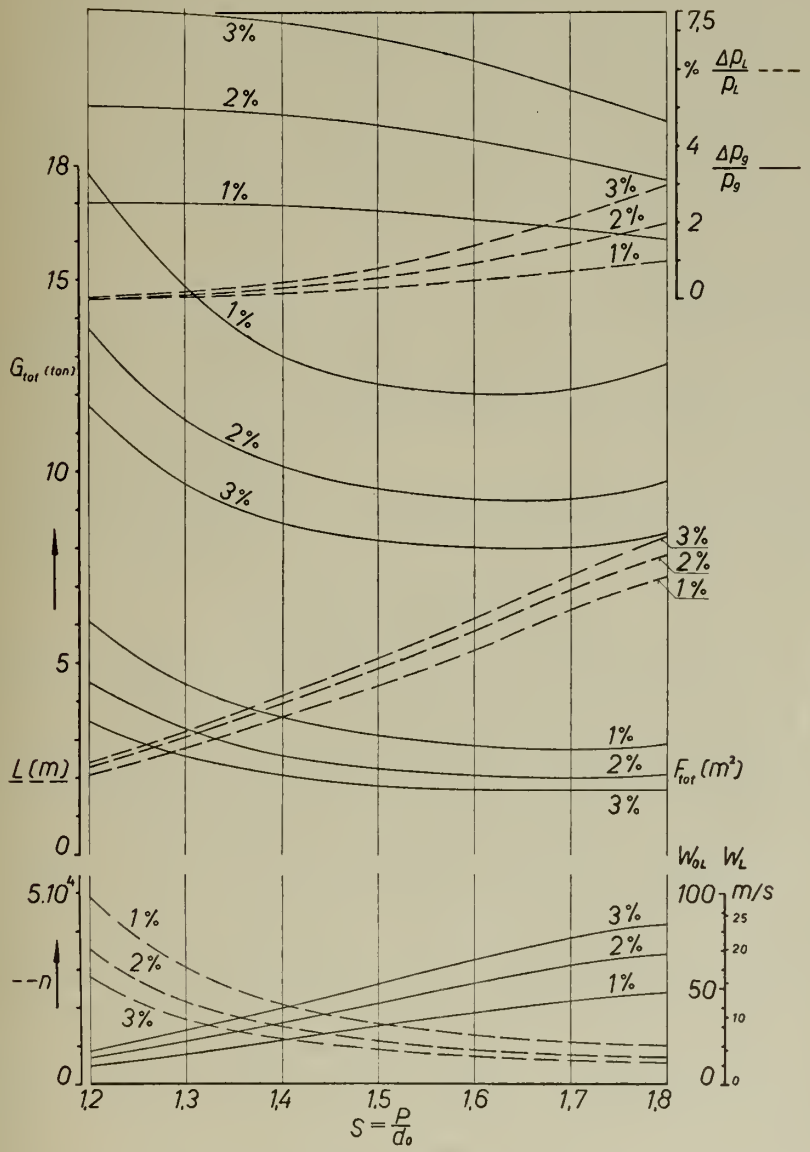


Abb. 10. Wärmeaustauscher-Kennlinien für den offenen Kreislauf. Optimaler Rohrabstand (s) ergibt sich zu 1,65, wofür die Gewichts- und Raumansprüche minimal werden.

L, F_{tot}, n und $G_{r_{tot}}$ zu bestimmen, welche sich aus den Gleichungen (20b), (18b), (24b), (23b) und (25b) ergeben. Diese Resultate ergeben die Grundlagen für die Kennlinien des Wärmeaustauschers des offenen Prozesses, die in Abb. 10 dargestellt sind. Es ist aus diesen Kennlinien leicht ersichtlich, daß das optimale Teilungsverhältnis 1,65 beträgt, wofür Gewicht- und Raumansprüche ein Minimum darstellen.

Wenn man annimmt, daß der adiabatische Enthalpieverlust zufolge Druckverlust 2% ausmacht, so erhält man einen Wärmeaustauscher mit folgenden Größen:

Teilungsverhältnis (s)		= 1,65
Anzahl der Rohre (n)		= 8300
Luftgeschwindigkeit im Rohr	w_L	= 16,4 m/s
	w_{0L}	= 58 m/s
Gesamtquerschnitt innerhalb des Gehäuses (F_{tot})		= 2,05 m²
Rohrlänge (L)		= 6,37 m
Gesamtgewicht der Röhre ($G_{r_{tot}}$)		= 9,22 Tonnen
Druckverlust innerhalb der Röhre (Δp_L)		= 1,2% des jeweiligen Druckes
Druckverlust außerhalb der Röhre (Δp_g)		= 3,9% des jeweiligen Druckes

3.11. Zusammenfassung

Wie in der Zusammenfassung von Abschnitt 2.5. bemerkt, stellen die offenen und geschlossenen Anlagen für eine 8500 WPS-Schiffseinheit ungefähr die gleichen Raum- und Gewichtsansprüche.

Die Gleichheit der Raum- und Gewichtserfordernisse ist darauf zurückzuführen, daß beim geschlossenen Kreislauf, obwohl der Höchstdruck höher ist, das Gewicht des Lufterhitzers samt Aufladegruppe bis 30% der Gesamtraum- und Gewichterfordernisse [7] ausmachen kann. Wenn man den Lufterhitzer des geschlossenen Kreislaufes mit dem relativ einfachen Verbrennungsraum von hohem Wirkungsgrad (98%) des offenen Kreislaufes vergleicht, sieht man, daß der Lufterhitzer des geschlossenen Kreislaufes relativ im Nachteil bleibt. Der Lufterhitzer-Kreis, der in Abschnitt 3.5. gezeigt wurde, scheint vielleicht einen etwas zu hohen Wirkungsgrad (89%) zu besitzen, wenn man ihn mit dem bis jetzt höchst erreichten Wirkungsgrad von ca. 85% vergleicht. Doch sollte der errechnete Wert mit den heutigen Ausführungsmöglichkeiten erreichbar sein. Ein Lufterhitzer ohne Aufladung oder Umlauf würde eine größere Strahlungsfläche erfordern. Seine Abmessungen würden somit noch größer; das Endresultat käme aber ungefähr auf das Gleiche heraus, weil die relativ großen Auflademaschinen wegfallen. (Siehe Abschnitt 4.5. Ungefähr 4370 installierte PS sind für Turbinenkompressor und Umlaufgebläse erforderlich.)

Obwohl der Lufterhitzer des geschlossenen Kreislaufes einen kleineren Wirkungsgrad hat bei den bestehenden Temperaturgrenzen, bleibt der Wirkungsgrad dieses Kreislaufes doch besser als derjenige der offenen Anordnung. Dieser Vorteil wird allmählich zurückgehen, sobald die maximalen Temperaturen der Kreisläufe erhöht werden. Die Möglichkeit des Erzielens von Temperaturen höher als 800° C für Anlagen mit langer Lebensdauer wird in Zukunft realisiert werden. Wie die Rechnungen in diesem Abschnitt zeigen, hat der offene Kreislauf mit allen Vorteilen aus Zwischenkühlung, Rekuperation und Zwischenverbrennung einen Gesamtwirkungsgrad von 33,8%, währenddem derjenige des geschlossenen Kreislaufes, ohne Zwischenerhitzung, einen solchen von 34,9% besitzt. Wenn der offene Prozeß ohne Zwischenverbrennung benützt würde, wäre sein Wirkungsgrad viel niedriger. Wenn jedoch alle die Vorteile von Zwichenkühlung, Rekuperation und Zwischenverbrennung herangezogen werden, wird der Gesamtwirkungsgrad des offenen Kreislaufes sich demjenigen des geschlossenen Kreislaufes immer mehr nähern, je höher die maximale Kreislauftemperatur angesetzt wird.

Wenn man die Einheiten beider Kreisläufe miteinander vergleicht, so sprechen die Raum- und Gewichtserfordernisse zu Gunsten des geschlossenen Kreislaufes; ausgenommen jedoch der Lufterhitzer, wie oben erwähnt. Die Turbinen- und Kompressor-Durchmesser des geschlossenen Kreislaufes sind ungefähr nur halb so groß wie die des offenen, währenddem das Volumenverhältnis nur ein Fünftel ist (vgl. Abschnitt 3.8. und 3.9.). Neben den Gewicht- und Volumenvorteilen besitzt der geschlossene Kreislauf ferner den Vorteil von Ablagerungsfreiheit; d.h. Schmutz, Schwefel und Vanadiumpentoxyd werden nicht auf den Kompressoren- und Turbinenschaufeln abgelagert. Zur Zeit stellen die Ablagerungen von Vanadiumpentoxyd auf den Turbinenschaufeln ein seriöses Problem dar, doch kann hier geholfen werden, indem man einen Inhibitor in den Verbrennungsraum einspritzt. Die Schwefel- und Schmutzablagerungen auf den Kompressorschaufeln des offenen Kreislaufes sind dadurch größtenteils eliminiert worden, indem man große Luftfilter den Kompressoren vorgeschaltet und Entwässerungseinrichtungen in den Zwischenkühler eingebaut hat. Allzugroße Luftfilter könnten jedoch in Schiffen nicht angewendet werden, wo sie speziell notwendig wären, da es trotz der reinen Seeluft hier auch gilt, das Eintreten von Wasser und Salzspritzern zu verhindern. Im Falle des geschlossenen Kreislaufes ist dieses Korrosionsproblem eher begrenzt und nicht so gefährlich, weil die gemachten Erfahrungen gezeigt haben, daß die Ablagerungseinflüsse auf die Lufterhitzerrohre nicht so ausschlaggebend sind, wie auf den Kompressoren- und Turbinenschaufeln.

Der Lufterhitzerkreislauf des geschlossenen Kreislaufes ist auch der Ablagerungsgefahr ausgesetzt. Diese Gefahr ist jedoch in der Aufladegruppe lokalisiert und hier kann man, wenn nötig, Radialkompressoren anwenden,

da es sich um einen relativ kleineren Luftbedarf handelt. Da die Schaufelabstände in Radialkompressoren relativ größer sind, treten die Ablagerungseinflüsse nicht stark hervor. Es ist ferner möglich, in einem durch Ablagerungseinflüsse hervorgerufenen Notfall, einen geschlossenen Kreislauf bei Teillast laufen zu lassen, indem man die Aufladegruppe umgeht. In einem offenen Kreislauf dagegen wäre es notwendig, die ganze Anlage stillzusetzen; dadurch wird es aber unmöglich, das Schiff mit Eigenantrieb in den Hafen zu bringen.

Die Anlage mit geschlossenem Kreislauf erfordert einen zusätzlichen Kühler, um die Luft vor Kompressoreintritt zu kühlen; deshalb erfordert der geschlossene Kreislauf mehr Kühlwasser, was aber in einem Schiff keinen großen Nachteil darstellt (siehe Abschnitt 4.12.).

Die gemeinsame Einheit beider Kreisläufe, die noch zu besprechen bleibt, ist der Wärmeaustauscher oder Rekuperator. Mit Ausnahme des Lufterhitzers im geschlossenen Kreislauf stellt dies die größte Einheit beider Anlagen dar, wenn größere Wirksamkeit angestrebt wird. Die Wärmeaustauscher beider Anlagen sind ähnlich gebaut, da aber der des geschlossenen Kreislaufes von einem reinen Arbeitsmedium bestrichen wird, ist es möglich kleinere Röhren zu benützen, d. h. $d_o = 5$ mm statt $d_o = 12{,}7$ mm. Der größere Druck des geschlossenen Prozesses hat eine größere Wärmeübergangszahl zur Folge, was eine größere Wirksamkeit mit sich bringt. Im berechneten Fall wurde eine Wirksamkeit von 0,85 angenommen, doch wäre eine solche von 0,90 erzielbar, ohne dabei zu großen Raum oder Gewicht in Anspruch nehmen zu müssen. Der Wärmeaustauscher des offenen Kreislaufes hat einen maximalen Wirkungsgrad von rund 0,75, bei ähnlichen Raum- und Gewichtsverhältnissen. Die Berechnungen für eine Reihe möglicher Wärmeaustauscher für den geschlossenen Kreislauf (mit den in Abschnitt 4.2. aufgeführten Kennzahlen) sind in Abschnitt 4.11. dargestellt. Die Berechnungen für den offenen Kreislauf (Kennzahlen in Abschnitt 3.3. aufgeführt) befinden sich in Abschnitt 3.9. Ein Vergleich zeigt, daß der Wärmeaustauscher des geschlossenen Kreislaufes ungefähr dreimal kleiner, und weniger als halb so schwer wie derjenige des offenen Kreislaufes wird.

IV. Auswahl und Untersuchung des für ein C-3-Frachtschiff passenden geschlossenen Kreislaufes

4.1. Symbole

Es gelten immer noch die früher angegebenen allgemeinen Symbole und alle zusätzlichen Symbole sind zu Beginn von jedem zugehörigen Abschnitt angegeben.

4.2. Wahl eines geschlossenen Kreislaufes

Auf Grund der Untersuchungen der vorhergehenden Kapitel erweist sich ein geschlossener Kreislauf als beste Lösung für den vorgesehenen Zweck (d. h. für ein C-3-Frachtschiff mit 8500 WPS). Die Gründe, die zur Auswahl eines geschlossenen Kreislaufes geführt haben, sind die folgenden:

a) Kleinerer Kaminquerschnitt. Der geschlossene Prozeß erfordert eine kleinere Luftmenge als der offene. Es sind deshalb die Kamin- und Zufuhrquerschnitte viel kleiner.

b) Reines Arbeitsmedium. Die Gefahr von Ablagerungen und Korrosion der Turbinen- und Kompressorschaufeln und sonstiger Einrichtungen wird mit dem geschlossenen Kreislauf fast ganz ausgeschaltet. Für Schiffsanlagen ist dies eine sehr wichtige Erwägung, wegen der größeren Angriffsfähigkeit von salzhaltiger Luft und Salzwasser. Es kann leicht vorkommen, daß Salzwasserspritzer in die Luft-Zu- und Abfuhr-Leitungen eindringen können. Das reine Arbeitsmedium erlaubt ferner die Anwendung kleinerer Rohre im Wärmeaustauschaggregat, was zu einer Gewichts- und Volumenverminderung beiträgt. Des weiteren ermöglicht der größere Druck auf beiden Seiten des Wärmeaustauschers eine bessere Wärmeübergangszahl.

c) Besserer Teillastwirkungsgrad. Die Teillast-Charakteristiken des geschlossenen Kreislaufes sind denen des offenen Kreislaufes überlegen, da nur eine Wirkungsgradeinbuße von 7% zwischen Voll- und Viertellast eintritt. Diese Eigenschaft ist zwar nicht von so großer Bedeutung für ein Frachtschiff, wo eine konstante Geschwindigkeit die Regel bildet; für das Fahren in Geleitzügen, die aus langsameren Schiffen bestehen, und für Manövrierzwecke erlaubt die geschlossene Anordnung aber einen größeren Wirkungsgrad zu erzielen, speziell dort, wo ein Verstellpropeller angewendet wird.

d) Bessere Regulierfähigkeit. Die Möglichkeit der raschen Zugabe von Druckluft aus dem Luftspeicher für plötzliche Belastungen und der Gebrauch der Zusatzkompressoren für langsamere Belastungen, sowie die Bypassmöglichkeit der ND-Turbine, ohne Mengen-Verlust an Kreislaufluft während der Manövrierung, erlauben eine genaue Einhaltung von Geschwindigkeits- und Temperaturvorschriften. Die Bypaßmöglichkeit ist natürlich auch für Ent-

lastungen im offenen Kreislauf vorhanden; es muß jedoch neue Luft für nachträgliche Belastungen zugeführt werden. Wegen den großen Abmessungen des Lufterhitzers sind die Temperaturschwankungen des geschlossenen Kreislaufes viel kleiner als im offenen Kreislauf. Da nur die Luftdichte für Laständerungszwecke verändert wird, bleiben alle anderen Faktoren, wie z. B. Druckverhältnisse, Geschwindigkeiten, Schaufelanströmwinkel usw. sozusagen konstant. Dies führt zum höheren Teillastwirkungsgrad.

e) Möglichkeit der Benützung eines anderen Mediums statt Luft. Dies ist natürlich eine Zukunftsmöglichkeit, weil leichte Gase kleinere Druckgrenzen für gegebene Temperaturschranken erfordern. Gase wie Helium und Wasserstoff scheinen die besten Möglichkeiten zu bieten. Jedoch muß vorausgesetzt werden, daß man das Leckverlustproblem bei solchen leichten Gasen beherrschen kann.

f) Große Entwicklungsmöglichkeiten. Die Möglichkeit eines besseren Lufterhitzerwirkungsgrades und Materialverbesserungen werden den Gesamtwirkungsgrad des geschlossenen Kreislaufes noch höher treiben. Da ferner das Arbeitsmedium von der Verbrennung getrennt bleibt, können alle Brennstoffe, ob fest, flüssig oder gasförmig herangezogen werden; auch atomische Energie, sobald sie für gewerbliche Zwecke zur Verfügung steht, kann dann im Zusammenhang mit dem geschlossenen Kreislauf benützt werden.

Der geschlossene Kreislauf kann am besten mit einem Dampfkreislauf verglichen werden, wobei der Vorteil eines zusätzlichen Freiheitsgrades, nämlich derjenige des Druckes, nicht außer Acht zu lassen ist.

4.3. Charakteristiken des gewählten geschlossenen Kreislaufes

Auf Grund der Überlegung von Abschnitt 3.4. ist die gleiche Anordnung wie dort gewählt worden, wo die HD-Turbine die zwei Kompressoren und die ND-Turbine die Verstellpropeller antreibt. Als Eintrittstemperatur der HD-Turbine ist ca. 650° C gewählt worden. Dieser Wert ist eher vorsichtig und wird in naher Zukunft überschritten werden; hier jedoch ist dieser Wert gewählt worden, weil es sich um Betriebssicherheit und Lebensdauer handelt, was für Schiffsanlagen zwei wichtige Bedingungen darstellen. Die Eintrittstemperatur der Kompressoren (welche zum größten Teil von der Seewassertemperatur abhängig ist, wenn man die Kühlergröße berücksichtigen will) ist zu 20° C gewählt worden. Dieser Wert ist vielleicht einige Grade zu hoch für nördliche Gewässer; weil es sich aber hier eher um eine vorsichtige Konstruktion handeln wird, ist dieser Wert befriedigend. Das Niederdruckniveau von 7 ata und das Hochdruckniveau von 28 ata (Druckverhältnis von 4) stellen für diesen spezifischen Kreislauf optimale Werte dar. Mit einem höheren Druckverhältnis könnte man natürlich das Arbeitsvermögen pro Kilogramm

Betriebsluft erhöhen; dies würde eventuell schwerere Leitungen für das Hochdruckniveau erfordern. Der gleiche totale Wirkungsgrad kann mit niedrigeren Druckverhältnissen erreicht werden, falls die Rekuperation gut ist. Da der Wirkungsgrad des Rekuperators zu 0,85 gewählt worden ist, kann ein Druckverhältnis von 4 ohne weiteres angenommen werden. Wenn man den Druckverhältnisbereich zwischen 3 und 5 untersucht, wird ersichtlich, daß die Kurve des Totalwirkungsgrades in diesem Bereich sehr flach verläuft, so daß ein Druckverhältnis von ca. 4 ein Optimum darstellt. In Abschnitt 3.5. wurde der geschlossene Kreislauf vom idealen Standpunkt aus betrachtet, d.h. die Druckverluste wurden vernachlässigt. In diesem speziellen Fall jedoch wurden die Druckverluste in den verschiedenen Maschinen angenommen. Die eingesetzten Werte stimmen mit veröffentlichten Angaben überein.

Die einzelnen Verluste, als Prozente der jeweiligen Austrittsdrucke ausgedrückt, ergeben folgendes Bild:

Lufterhitzer (luftseitig)	$3^1/_2\%$
Wärmeaustauscher (beidseitig)	2%
Vorkühler (luftseitig)	2%
Zwischenkühler (luftseitig)	2%

Zu bemerken ist, daß der Kreislauf mit diesen angenommenen Druckverlusten einen viel größeren Luftdurchsatz hat als im idealen Fall. Die Erhöhung beträgt ca. 20%. Ferner bewirken die Druckverluste eine Erniedrigung der möglichen Enthalpiegefälle in der Turbine und eine Erhöhung derselben in den Kompressoren, so daß diese Verluste sich doppelt auswirken; dies weil die Kompressionsarbeit (HD-Turbine) ungefähr gleich der Leistung der ND-Turbine ist. Für die verschiedenen Charakteristiken der Einheiten sind mäßige, eher konventionelle Werte eingesetzt worden; Ziel dieser Arbeit ist es nicht, eine Anlage mit Spitzenwirkungsgrad zu entwerfen. Man muß immer darüber im klaren sein, daß eine Marine-Anlage strengere Bedingungen zu erfüllen hat als eine Grundlastkraftanlage, und dies ohne größere Wirkungsgradeinbuße.

Die angenommenen Druckverluste sind wahrscheinlich zu hoch angesetzt, aber diese Werte werden in der nachfolgenden Rechnung kontrolliert und danach die Kreislaufwirkungsgrade korrigiert. Zu bemerken ist, daß eine niedrige Wärmeaustauscher-Wirksamkeit angenommen wurde; ferner, daß der Getriebewirkungsgrad berücksichtigt wurde. Eine kurze Zusammenfassung der erwähnten Charakteristiken sei hier angegeben:

Eintrittstemperatur der HD-Turbine (t_5)	650° C
Eintrittstemperatur der Kompressoren ($t_1 = t_3$)	20° C
Niedrigster Kreislaufdruck	7 ata
Hochdruckniveau bei Turbineneintritt	28 ata
Druckverhältnis (P_c)	4

Wirksamkeit des Wärmeaustauschers (η_R)	0,85
Thermodynamischer Wirkungsgrad des Kompressors (η_k)	0,86
Thermodynamischer Wirkungsgrad der Turbine (η_T)	0,90
Mechanischer Wirkungsgrad der Kompressoren und Turbinen (η_m)	0,98
Getriebe-Wirkungsgrad (η_z)	0,97
Nutzarbeit an der Welle	8500 PS

Der Kreislauf wurde mit den oben angegebenen Charakteristiken in die Entropietafel eingetragen, wie in Abb. 11 gezeigt wird. Obwohl die Genauigkeit der Enthalpietafel nicht so gut wie diejenige der Lufttafeln ist, bleibt die graphische Lösung geeigneter als eine rein mathematische, speziell für Vergleichszwecke, wo der Zeitgewinn ins Gewicht fällt. Nachfolgend eine Tabelle von Werten, die aus der Entropietafel gewonnen wurden:

	ND Komp.	HD Komp.	HD Turb.	ND Turb.
Eintrittsdruck ata	7,0	14,2	28	12,8
Eintrittstemperatur (°C)	20	20	650	498
Sekündliches Eintrittsvolumen (m^3/s)	7,86	3,88	6,19	11,32
Austrittsdruck ata	14,49	29,56	12,8	7,3
Austrittstemperatur (°C)	98	101	498	401
Sekündliches Austrittsvolumen (m^3/s)	4,83	2,37	11,32	17,30
Enthalpiedifferenz Had (kcal/kg)	16,35	16,92	44,90	27,65
Luftdurchsatz G (kg/s)	64,0	64,0	64,0	64,0

Der Wirkungsgrad des Luftkreislaufes bestimmt sich wie folgt:

$$\eta_{t1} = \frac{\eta_T \, \eta_{MT} \, H_{adND}}{Q_{59}} = 31{,}8\,\%$$

4.4. Lufterhitzer-Kreislauf

Wie schon früher betont wurde, ist der Lufterhitzer mit seiner Aufladegruppe der wichtigste Bestandteil des geschlossenen Kreislaufes, und zwar wegen seiner Größe, seines Gewichtes und seines relativ niedrigen Wirkungsgrades. Wenn man jedoch auf Grund der Arbeit von *Salzmann* [8] und der heutigen Neigung zur Anwendung von Strahlungslufterhitzern ohne Aufladung alles berücksichtigt, so sind die Zukunftsaussichten für eine Erhöhung des Lufterhitzer-Kreislauf-Wirkungsgrades auf 91—92% sehr beachtenswert. Da im Lufterhitzer vom Strahlungstypus eine große Rohrfläche der Strahlung ausgesetzt wird, bleibt eine solche Einheit auch noch relativ groß; der Wirkungsgrad wird jedoch eine Verbesserung gegenüber den heutigen Werten von 85—87% aufweisen.

Für Marine-Anlagen, wo Zuverlässigkeit, niedrige Gewichts- und Raumansprüche in den Vordergrund treten, stellt die gewöhnliche Anordnung mit

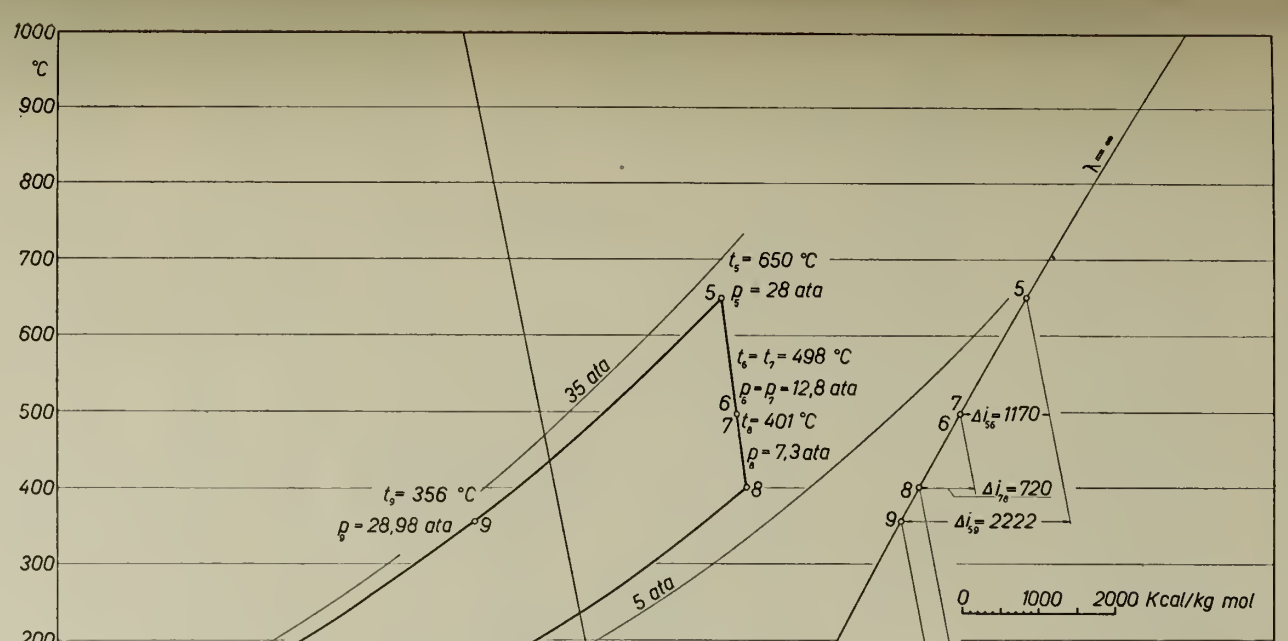


Abb. 11. Entropiediagramm des gewählten geschlossenen Kreislaufes.

aufgeladenen Lufterhitzern (ähnlich wie bei Velox-Kessel) heute noch das Beste dar. Der erhöhte Druck verkleinert die Abmessungen und ergibt eine bessere Wärmeübergangszahl, welche proportional $p^{0,75}$ variert (siehe Gleichung 4.7. (25)).

Der offene Kreislauf der Lufterhitzer ist in Abb. 12 gezeigt. Ein Teil der Gase wird wieder der Brennluft zugesetzt mittels eines Umwälzventilators, der von der Aufladegruppe angetrieben wird. Diese Umwälzung hat den wichtigen Einfluß, daß sie die maximale Verbrennungstemperatur mit einem minimalen Luftüberschuß herabzusetzen gestattet, weil die umgewälzten Gase

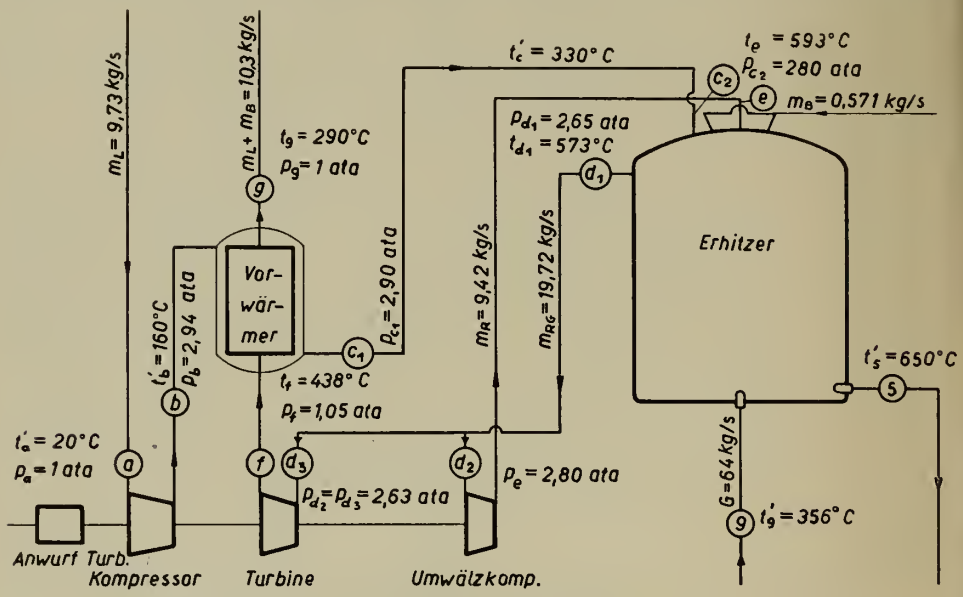


Abb. 12. Lufterhitzerkreislauf mit Aufladung und Umwälzung. Kreislaufwirkungsgrad beträgt 0,86

Wärme aufnehmen und einen kühlenden Einfluß ausüben, welcher sonst nur mit Luftüberschuß zu erreichen wäre. Die Luftüberschuß-Zahl (λ) kann somit ungefähr gleich gehalten werden; die Abmessungen der Luftvorwärmer und Kamine werden dann ungefähr gleich groß, wenn nicht kleiner, als diejenigen einer Dampfanlage derselben Leistung.

Um die wichtigen Größen des Verbrennungskreislaufes zu ermitteln, sind Wärme und Leistungsbilanzen erforderlich; die genauen Berechnungen werden unten wiedergegeben. Der Einfluß der Brennstoff-Vorwärmung wurde bei dieser Berechnung vernachlässigt und es war nur nötig, die maximale Verbrennungstemperatur, Rauchgas-Austrittstemperatur und Atmosphärentemperatur anzunehmen. Die maximale Verbrennungstemperatur von 1400° C ist

eher vorsichtig eingesetzt, aber ein Schiffsbesitzer muß vor der Anschaffung einer Gasturbinenanlage von deren Dauerhaftigkeit und Zuverläßigkeit überzeugt werden.

4.5. Berechnung des Lufterhitzer-Kreislaufes

Die Wärme- und Leistungsbilanzen lauten wie folgt (siehe Abb. 12):

1. Wärmebilanzen

a) *Ganzer Kreislauf*

$$m_B\left[14{,}2\,\lambda\, i_{20°C} + Hu\right] = G\left[i_5 - i_9\right] + m_B\left[(14{,}2\,\lambda + 1)\right] i_{290°C} + \text{Mech. Verluste}$$

$14{,}2$ = Theoretisches Luftgewicht um 1 kg Brennstoff zu verbrennen
λ = Luftüberschußzahl
m_B = Brennstoffmenge pro Sekunde-kg/s
Hu = Unterer Heizwert
G = Luftdurchsatz pro Sekunde im geschlossenen Luftkreislauf-kg/s

Wenn man die mechanischen Verluste annimmt, wird:

$$m_B\left[17{,}04 \cdot \frac{2025}{28{,}97} + 10000\right] = 64 \cdot \frac{2222}{28{,}97} + m_B\left[18{,}04 \cdot \frac{4160}{29{,}13}\right] + 16$$

$$m_B = 0{,}571 \text{ kg/s}$$

b) *Umwälzteil des Kreislaufes*

$$m_B\left[14{,}2\,\lambda\, i_c + Hu\right] + m_R\left[i_d + \Delta\, i_{Ven}\right] = \left[m_B\,(14{,}2\,\lambda + 1) + m_R\right] i_{max}$$

m_R = Umwälzgasmenge pro Sekunde kg/s

Unbekannt sind m_R und i_d. Angenommen wurde $t_{max} = 1400°\,\text{C}$, dazu ist es erforderlich $t_c' = 330°\,\text{C}$ provisorisch anzunehmen, so daß i_c ermittelt werden kann. Eingesetzt:

$$2290 = m_R\left[465{,}23 - i_d\right]$$

c) *Rohrbündel*

$$\left[(14{,}2\,\lambda + 1)\, m_B + m_R\right]\left[i_{max} - i_d\right] = G\left[i_5 - i_9\right]$$

$$(10{,}3 + m_R)\,(471 - i_d) = 4910$$

Die Unbekannten sind wiederum m_R und i_d. Gleichzeitige Lösung von (b) und (c) ergibt m_R.

$$m_R = 9{,}42 \text{ kg/s}$$
$$i_d = 222 \text{ kcal/kg}$$

Aus $i_d = 222$ kcal/kg bei $\lambda = 1{,}2$ erfolgt $t_d = 573°\,\text{C}$.

Unter der Annahme, daß die Umwälzgase um 20° C während der Kompression im Umwälzgasventilator erwärmt werden, wird $t_e = 593°$ C. Diese Annahme setzt natürlich die Charakteristiken dieses Ventilators voraus; sein Wirkungsgrad soll annehmbar sein.

2. Leistungsbilanzen

a) *Folgende Druckänderungen werden angenommen:*

1. Zwischen Kompressor und Vorwärmeraustritt = 0,04 ata
2. Zwischen Vorwärmeraustritt und Verbrennungsraum = 0,10 ata
3. Durch die Rohrbündel = 0,15 ata
4. Zwischen Austritt der Rohrbündel und Umwälzgasventilator = 0,02 ata
5. Druckerhöhung im Ventilator = 0,17 ata
6. Durch den Vorwärmer (Rauchgasseite) = 0,05 ata.

b) *Kompressor*

Die Luft wird von 20° C und 1 ata auf eine höhere Temperatur und einen Druck von ungefähr 3 ata komprimiert. Das Druckverhältnis von 3 ist gewählt worden, um ein minimales Totalgewicht zu erzielen. Ein höheres Verhältnis würde einen kleineren Lufterhitzer, jedoch größere Kompressoren und Turbinen erfordern. Aus der Lösung der Leistungsbilanzen zeigen die erhaltenen Wirkungsgrade von Turbinen und Kompressoren, daß das angenommene Druckverhältnis richtig ist.

Mit $\eta_K = 0{,}78$ und einem Druckverhältnis von 2,94
wird $\Delta i_K = 970$ kcal/mol
Da $m_L = 14{,}2\,\lambda\, m_B = 9{,}73$ kg/s

$$\Delta i'_K = \frac{970}{28{,}97} \cdot 9{,}73 = 326 \text{ kcal/s}$$

c) *Umwälzgasventilator*

Wenn man einen Ventilator-Wirkungsgrad von $\eta_F = 0{,}73$ annimmt und die gewählte Druckerhöhung einsetzt, wird sich die Temperaturerhöhung zu 20° C ergeben. Dies bestätigt die Annahme in 1. c.

Wiederum mit $m_R = 9{,}42$ kg/s ($M = 29{,}13$ kg/mole bei $\lambda = 1{,}2$)

$$\Delta i_F = 170 \text{ kcal/mole}$$

$$\Delta i'_F = \frac{170}{29{,}13} \cdot 9{,}42 = 55 \text{ kcal/s}$$

d) *Turbine*

Die Turbine treibt den Kompressor und den Ventilator an, so daß

$$\eta_m \Delta i_T = \frac{\Delta i_K}{\eta_m} + \frac{\Delta i_F}{\eta_m}$$

$$\Delta i'_T = \frac{381}{0{,}98 \cdot 0{,}98} = 397 \text{ kcal/s}$$

$$\Delta i_T = \frac{397}{m_L + m_B} 29{,}13 = 1122 \text{ kcal/mol}$$

Mit Δi_T, Druckgefälle von $p = 2{,}63$ ata zu $p = 1{,}05$ ata und eine Turbineneintrittstemperatur ($t_d = 573°$ C) wie oben ermittelt, findet man die Turbinenaustrittstemperatur (t_f) und den Turbinenwirkungsgrad. Aus der Entropietafel folgt $t_f = 438°$ C und $\eta_T = 0{,}80$.

Der so ermittelte Turbinenwirkungsgrad stellt einen vernünftigen Wert dar. Falls nicht, muß das Druckverhältnis abgeändert, und die Berechnung noch einmal durchgeführt werden.

3. Endgültige Bilanzen

a) *Vorwärmer*

$$m_B (14{,}2\lambda)(i_c - i_b) = m_B (14{,}2\lambda + 1)(i_f - i_g)$$

Mit der angenommenen Rauchgastemperatur ($t_g = 290°$ C) und der, aus dem Druckverhältnis ermittelten Kompressoraustrittstemperatur ($t_b' = 160°$ C), ist es möglich i_g und i_b zu bestimmen. Somit liefert obige Gleichung:

$$9{,}74\, i_c = 10{,}3\, i_f - 463$$

Indem man den Enthalpiewert entsprechend $t_f = 438°$ C in obige Gleichung einsetzt, wird t_c bestimmt. Da der abgeleitete Wert von t_c' mit dem anfänglich angenommenen Wert von 330° C übereinstimmt, sind alle Bilanzen richtig. Dies folgt aus der Tatsache, daß t_c' die einzig notwendige Annahme bleibt (Eintritts- und Austrittstemperaturen sind mehr oder weniger vorgeschrieben). Eine endgültige Überprüfung, zusammen mit einem vernünftigen Turbinenwirkungsgrad zeigen, daß eine passende Lösung vorliegt.

Des ferneren muß der Luftvorwärmer eine genügende Wirksamkeit aufweisen, da diese Einheit nicht allzu groß sein darf. Im hier besprochenen Fall ist:

$$\eta_V = \frac{t_c - t_b}{t_f' - t_b} = \frac{170}{278} = 0{,}612$$

Es bleibt nur noch eine Überprüfung der anfänglich angenommenen mechanischen Verluste vorzunehmen übrig.

$$\text{Mech. Verluste} = (1 - \eta_m)(\Delta i_T' + \Delta i_K' + \Delta i_F') = 15{,}72 \approx 16$$

Folgende Zusammenstellung stellt die ermittelten Werte für den Lufterhitzerkreislauf dar:

Kompressorleistung	1830	PS	(326 kcal/s)
Umwälzgasventilatorleistung	309	PS	(55 kcal/s)
Turbinenleistung	2230	PS	(397 kcal/s)
Luftdurchsatz m_L	9,73	kg/s	
Luftdurchsatzverhältnis m_L/G_L	0,152		
Brennstoffmenge m_B	0,571	kg/s	
Umwälzgasumsatz m_R	9,42	kg/s	
Rauchgasdurchsatz im Rohrbündel m_{RG}	19,72	kg/s	

Wirkungsgrad des Lufterhitzerkreislaufes $(\eta_{t2}) = \dfrac{Q_{59}}{Q_B} = \dfrac{2222 \cdot \dfrac{64}{28{,}97}}{0{,}571 \cdot 10000} = 0{,}86$

Gesamtwirkungsgrad der Anlage

$$\eta = \eta_{t1}\,\eta_{t2} = 0{,}318 \cdot 0{,}86 = 0{,}274$$

4.6. Lufterhitzer-Rohrbündel

Die wichtigste Frage bei der Anordnung der Rohrbündel im Verbrennungsraum ist die, ob man die Rohre der Strahlung aussetzen soll oder nicht. In der 12500 kW geschlossenen Anlage, die die Firma Escher-Wyss AG., Zürich, für die Electricité de France konstruiert hat, ist der Verbrennungsraum mit Backsteinen verkleidet und der Wärmeübergang findet nur durch Konvektion statt, weil die Rohre vor der Strahlung geschützt sind. Die verschiedenen Marine-Anlagen, die von der gleichen Firma vorgeschlagen wurden, haben jedoch in ihrer Konstruktion die Rohre der Strahlung ausgesetzt; als Folge moderner Anschauungen und der Notwendigkeit, den Wirkungsgrad der Lufterhitzer zu erhöhen, sollen Strahlungseffekte ausgenützt werden. Deshalb ist die in Abb. 13 gezeigte Rohranordnung den neuesten, von Escher-Wyss AG. vorgeschlagenen Konstruktionen, ähnlich. Die Rohre sind in acht unabhängige, rechteckige Bündel eingeteilt; der geschlossene innere Umfang der Bündel bildet die Wand des Verbrennungsraumes. Die rechteckige Anordnung eines jeden Rohrbündels erlaubt den Gasdurchtrittsquerschnitt konstant zu halten, indem man die Längen der aufeinanderfolgenden Reihen allmählich abnehmen läßt. Dies hat nicht nur eine Abnahme des Gewichtes der Rohrbündel zur Folge, sondern, weil das Gasvolumen mit der Temperatur abnimmt, bleibt die Gasgeschwindigkeit dabei konstant, was eine konstante Wärmeübergangszahl liefert. Ferner erlaubt die Anwendung einzelner Rohrbündel eine rationellere Herstellung, sowie raschere und bequemere Reinigung und Reparatur.

Wie in Abb. 13 gezeigt, sind die Rohre in jedem Bündel schlangenförmig angeordnet. Es fließt deshalb relativ kalte einströmende Luft durch die Rohre, die die Wand des Verbrennungsraumes bilden. Dies trägt zur Ausgleichung der

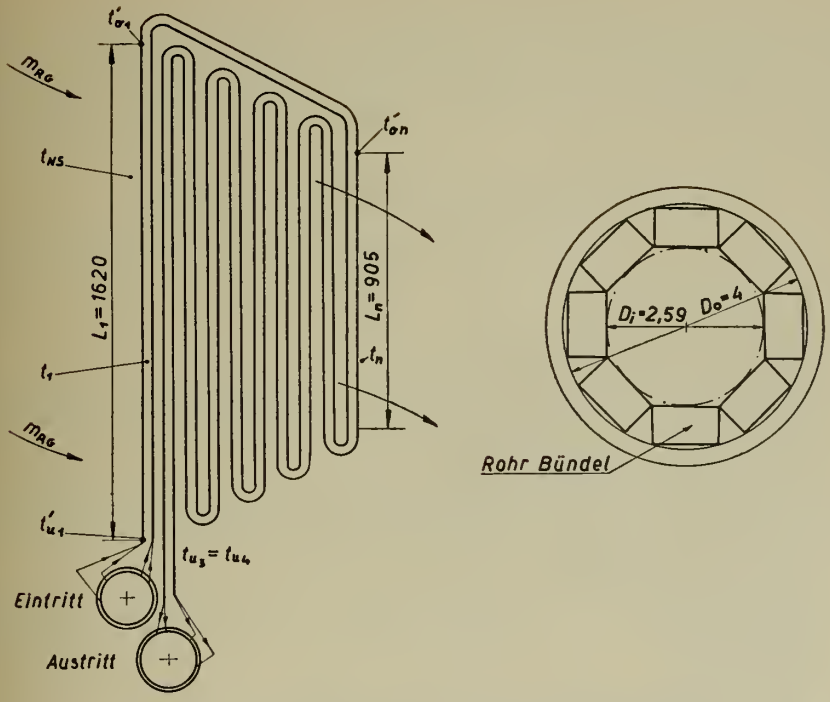


Abb. 13. Anordnung der Rohrbündel im Lufterhitzer.

Wandtemperaturen und Spannungen in den Rohren bei, die der Strahlung ausgesetzt sind; als Folge davon wird ein größeres Gastemperatur-Gefälle in den ersten Reihen erzielt. Wie weiter oben in Abschnitt 4.4. erwähnt, nimmt die Wärmeübergangszahl mit dem Druck zu; die große Übergangszahl der relativ kalten Hochdruck-Luft innerhalb der Rohre vermindert die Rohrwand-Temperatur (siehe Gleichung 4.27) bis auf 60° C oberhalb der Luftendtemperatur. Die maximale Rohrwand-Temperatur einer solchen Anordnung befindet sich in der dritten Rohrreihe unten, wo die Luft ihre höchste Temperatur erreicht hat.

Die theoretische Berechnung der Rohrbündel kann nie rein mathematisch durchgeführt werden; es muß immer an bestehenden Anlagen, oder mit besonders hierfür angelegten Experimenten nachgeprüft werden. Die Unstimmigkeiten werden durch die Variationen der Wärmeübergangszahlen verursacht, die bis zu 50% von den theoretischen Werten abweichen können. Der vorliegende Entwurf stellt einen Kompromiß dar, zwischen den entgegengesetzten Forderungen von hohem Wärmeübergang und niedrigem Druckverlust. Es muß deshalb, wenn der Rohrdurchmesser angenommen worden ist, die Strömungsgeschwindigkeit gewählt werden um optimale Verhältnisse zu erzielen.

Wie in Abb. 13 gezeigt ist, sind die Rohre in Doppelreihen angeordnet, um den luftseitigen Druckverlust zu vermindern. Begegnet man Schwierigkeiten bei der Ermittlung von vernünftigen Luftgeschwindigkeiten und Druckverlusten, wird es eventuell nötig sein, eine dreifache Reihen-Anordnung zu wählen.

4.7. Berechnung der Lufterhitzerrohrbündel

A. Symbole (siehe Abb. 13)

Indices:

g	Gasseite (außerhalb des Rohres)
L	Luftseite (innerhalb des Rohres)
o	Oben an der Rohrreihe-Luftseite (ausnahmsweise bedeutet w_0 Geschwindigkeit bei 0° C und 1,033 ata)
u	Unten an der Rohrreihe, Luftseite
Zahl	Nummer der Rohrreihe (wenn mit der Gastemperatur benützt, bedeutet es die Temperatur nach der Rohrreihe)
n	Letzte Rohrreihe
s	Strahlung
K	Konvektion
m	Mittelwert
NS	Nach der Strahlung
W	Rohrwand

Bezeichnungen:

d_i	Innendurchmesser des Rohres (m)
d_o	Außendurchmesser des Rohres (m)
D_i	Durchmesser des Verbrennungsraumes (m)
D_o	Außendurchmesser über Rohrbündel (m)
n	Anzahl Rohrreihen (gerade)
P_q	Querteilung der Rohre (m)
P_T	Längsteilung der Rohre (m)
p	Gas- oder Luftdruck (ata)
t, T	Gastemperatur (° C, ° K)
t', T'	Lufttemperatur (° C, ° K)
γ	Spezifisches Gewicht bei t °C und ata (kg/m³)
γ_0	Spezifisches Gewicht bei 0° C und 1,033 ata (kg/Nm³)
w	Geschwindigkeit (m/s)
$w_0 = \frac{w\gamma}{\gamma_0}$	Geschwindigkeit bei 0° C und 1,033 ata (m/s)
g	Erdbeschleunigung (m/s²)
η	Luft- oder Gaszähigkeit bei t °C (kg s/m²)

B. Algebraische Beziehungen:

Rohrquerschnitt (m^2) $$F_L = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (1)$$

Rohrteilungsverhältnis $$s = \frac{P}{d_o} \quad (2)$$

Luftgeschwindigkeit (m/s) $$w_L = \frac{G}{N \gamma F_L} \quad (3)$$

$$w_{0L} = \frac{G}{N \gamma_0 F_L} \quad (4)$$

Reynolds'sche Zahl $$Re = \frac{w d \gamma}{g \eta} = \frac{w_0 d \gamma_0}{g \eta} \quad (5)$$

Rohrabstand (m) $$b = P - d_o \quad (6)$$

Querschnitt für Gasströmung (m^2) $$F_g = \frac{L b N}{2} \quad (7)$$

Gasgeschwindigkeit (m/s) $$w_g = \frac{m_{RG}}{F_g \gamma_g} \quad (8)$$

Anzahl Rohre $$N = \frac{G}{w_L \gamma F_L} \quad (9)$$

Rohrlänge $$L = \frac{2 m_{RG}}{w_g \gamma_g N b} \quad (10)$$

Durchmesser des Verbrennungsraumes (m) $$D_i = \frac{2{,}414 N P_q}{16} \quad (11)$$

Außendurchmesser über Rohrbündel (m)

$$D_o = \frac{2{,}414 N P_q}{16} + 2 n P_T \quad (11a)$$

Zylindrische Wandfläche des Verbrennungsraumes (m^2)

$$S_i = D_i \pi L \quad (12)$$

Spezifische Strahlungsflächebelastung (kcal/m^2 h)

$$q_s = f \cdot 4{,}96 \left[\left(\frac{T_{max}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right] \quad (13)$$

wo f ein Faktor ist, der die Flammen- und Rohrwandabsorptionszahlen und ferner die Geometrie des Verbrennungsraumes, auf der zylindrischen Wandfläche (S_i) bezogen, berücksichtigt.

Gesamte Strahlung (kcal/h) $$Q_s = q_s S_i \quad (14)$$

Enthalpieabnahme zufolge Strahlung (kcal/kg)

$$\Delta i_s = \frac{Q_s}{3600\, m_{RG}} = c_p\,(t_{max} - t_{NS}) \tag{15}$$

Enthalpieabnahme zufolge Konvektion und Strahlung an der ersten Rohrreihe allein (kcal/kg)

$$\Delta i_i = \Delta i_{K1} + \Delta i_{s1} = \frac{Q_1}{3600\, m_{RG}} \tag{16}$$

Gesamtenthalpieabnahme über die erste Reihe (kcal/kg)

$$\Delta i_1 + \Delta i_{s2} = (t_{max} - t_1)\, c_p \tag{17}$$

Enthalpiezunahme der Luft (kcal/kg)

$$\Delta i_L = x\,\Delta i_s + \Delta i_K = c_p\,(t_o' - t_u') \tag{18}$$

x = Prozentualer Anteil der Rohrreihe an der Gesamtstrahlung

Rohroberfläche (m²)

$$S_R = \frac{N}{2}\,\pi\, d_o\, L \tag{19}$$

Mittlere Temperaturdifferenz (log)

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\,(\Delta t_1 / \Delta t_2)} \tag{20}$$

Δt_1 = Eintrittstemperaturunterschied
Δt_2 = Austrittstemperaturunterschied

Wärmedurchgangszahl (kcal/m² h °C)

$$K = \frac{\Delta i_L}{S_R} \cdot \frac{3600}{\Delta t_m}\, m_L \tag{21}$$

Wärmeübergangszahlen (kcal/m² h °C).

Zufolge Gaskonvektion [9]

$$\alpha_K = \frac{b}{x} \cdot \frac{\lambda}{d_o} \cdot Re^n = \frac{m_{RG}\,\Delta i_K}{S_R\,(t_m - t_w)} \tag{22}$$

Hierin hängen b und n von der Rohranordnung ab und x ist eine Verhältniszahl (gleich $10/n$). *Re* ist die Reynoldsche Zahl (Gl. 5) und λ die Wärmeleitzahl (kcal/mh °C); beide hängen ab von der Schichttemperatur $\left(t_{film} = \frac{t_w + t_g}{2}\right)$

Zufolge Gasstrahlung

$$\alpha_s = \frac{x\, Q_s}{S_R\,(t_m - t_W)} \tag{23}$$

Gesamtwert gasseitig

$$\alpha_g = \alpha_K + \alpha_s \tag{24}$$

Gesamtwert luftseitig

$$\alpha_L = \left[3{,}55 + 0{,}20\,\frac{t'}{100} - 0{,}0066\left(\frac{t'}{100}\right)^2\right]\,\frac{w_0^{0{,}75}}{d^{0{,}25}} \tag{25}$$

Zusammenhang zwischen Wärmedurchgang und Wärmeübergangszahlen

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_L} \tag{26}$$

Hierin ist α_L auf den Rohraußendurchmesser bezogen.

Wandtemperatur (°C) $$t_w = t'_m + (t_m - t'_m)\frac{\alpha_g}{\alpha_g + \alpha_L} \tag{27}$$

Wärmemenge (kcal/s) $$Q = K\,S_R\,\Delta t_m = G_{Reihe}\,\Delta i_L = \alpha_L\,S_R\,(t_w - t_{Lm}) \tag{28}$$

Druckverlust luftseitig (%) [18]

$$\frac{\Delta p}{p} = 5{,}76 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{T'_m}{p^2} \cdot \frac{L}{d^{1,25}} \cdot w_0^{1,75} \tag{29}$$

Druckverlust gasseitig (%) [19]

$$\frac{\Delta p}{p} = \frac{0{,}0204 \cdot n\,P_T}{1\,0^4 \cdot P_q^{1,5}} \cdot w_{0g}^2 \cdot \frac{T}{273\,p} \tag{30}$$

C. Gang der Berechnung

1. Bekannt (siehe Abschnitt 4.5.)

γ_0	1,293 kg/Nm³
t'_{u1}	Lufttemperatur beim Eintritt in die erste Reihe (dies gleicht t_9' im Hauptkreislauf)
t'_{u3}	Lufttemperatur beim Austritt (dies gleicht t_5' im Hauptkreislauf)
t_{max}	Höchstzulässige Verbrennungstemperatur
t_n	Gastemperatur nach letzter Reihe (wie t_d in Abschnitt 4.5.)
Q_{tot}	Im Lufterhitzer ausgetauschte Wärmemenge (kcal/s) — gleich Q_{5-9}
G	Luftdurchsatz im Hauptkreislauf (kg/s)
m_L	Luftdurchsatz im Lufterhitzerkreislauf (kg/s)
m_B	Brennstoffmenge (kg/s)
m_R	Umwälzgasumsatz (kg/s)
m_{RG}	$(m_L + m_{L'} + m_R)$ = Rauchgasdurchsatz im Rohrbündel

2. Angenommen

w_g	Gasgeschwindigkeit (im Rohrbündel konstant zu halten) (m/s)
t_{m1}	Mittlere Gastemperatur über die erste Rohrreihe (ergibt γ_g)
N	Gesamtzahl der Rohre
d_i	Innendurchmesser des Rohres (m)
d_o	Außendurchmesser des Rohres (m)
b	Rohrabstand in Querrichtung (m)
P_T	Längsteilung der Rohre.

3. Die bekannten und angenommenen Zustände bestimmen die Geometrie der Einheit, indem sie folgende Größen festlegen: den Querschnitt für die Gasströmung (F_g, Gl. 8); die Luftgeschwindigkeit (w_{0L}, Gl. 4); die luftseitige Wärmeübergangszahl bezogen auf die mittlere Lufttemperatur im Lufterhitzer (α_L, Gl. 25); die Länge der ersten Rohrreihe (L, Gl. 10); die Querteilung der Rohre (P_q, Gl. 6); die Innendurchmesser des Verbrennungsraumes (D_i, Gl. 11); die Zylinderwandfläche des Verbrennungsraumes (S_i, Gl. 12); und die Rohroberfläche der ersten Reihe (S_{R1}, Gl. 19).

4. Man nimmt zunächst die Lufttemperatur oben an der ersten Rohrreihe (t'_{o1}) an, woraus die mittlere Lufttemperatur der ersten Rohrreihe (t'_{Lm}) folgt, welche bei der Bestimmung der spezifischen Wärme (c_p) benützt wird. Dann werden berechnet: die Enthalpiezunahme der Luft in der ersten Reihe (Δi_{L1}, Gl. 18); die abgegebene Wärmemenge (Q_1, Gl. 28); die Rohrwandtemperatur (t_w, Gl. 28), wozu die luftseitige Wärmeübergangszahl (α_L in Absatz 3 oben) benützt wird.

5. Mit der in Absatz 4 bestimmten Rohrwandtemperatur werden folgende Größen bestimmt: die spezifische Strahlungsflächenbelastung (q_s, Gl. 13); die Gesamtstrahlung (Q_s, Gl. 14); die Enthalpieabnahme zufolge Strahlung (Δi_s, Gl. 15) und die Gastemperatur nach Strahlung (t_{NS}, Gl. 15). In der Strahlungsgleichung (Gl. 13) sollte ein abgewogener Mittelwert der Rohrwandtemperatur (T_w), benützt werden, welcher auf Grund der Rohrwandtemperatur aller der Strahlung ausgesetzten Reihen bestimmt wird. Da jedoch die erste Reihe ungefähr 85 % der Gesamtstrahlung empfängt und T^4_{max} verhältnismäßig sehr viel größer ist als T^4_w, bleibt die Abweichung vernachlässigbar.

6. Die angenäherte prozentuale Verteilung der Strahlung (x) zwischen der ersten und zweiten Reihe wird so abgeschätzt, daß sich die Gesamtstrahlung zwischen diesen Reihen je nach Rohrgröße und Anordnung verteilt. Mit der Enthalpieabnahme zufolge Strahlung (Δi_s) aus Absatz 5 und der Wärmemenge (Q_1) aus Absatz 4 ergeben sich folgende Größen: die Enthalpieabnahme zufolge Strahlung an die erste ($\Delta i_{s1} = x \Delta i_s$) und an die zweite ($\Delta i_{s2} = \Delta i_s - \Delta i_{s1}$) Rohrreihe; die Enthalpieabnahme des Gases durch die erste Reihe zufolge Strahlung und Konvektion (Δi_1, Gl. 16); die Enthalpieabnahme des Gases in der ersten Reihe zufolge Konvektion allein ($\Delta i_{K1} = \Delta i_1 - \Delta i_{s1}$); ferner, die Gastemperatur nach der ersten Reihe (t_1, Gl. 17). Zu bemerken ist, daß die Strahlung (Δi_{s2}), welche zur zweiten Rohrreihe geht, bei der Auflösung nach der Gastemperatur nach der ersten Reihe (t_1) mit inbegriffen ist. Es ist somit die Gastemperaturabnahme über die zweite Reihe lediglich auf Konvektion allein zurückzuführen.

7. Mit der Temperatur nach Strahlung (t_{NS}), aus Absatz 5, und der Gastemperatur nach der ersten Reihe (t_1), aus Absatz 6, werden berechnet: die

mittlere Gastemperatur in der ersten Reihe (t_{m1}); die Gasgeschwindigkeit (w_{g1}, Gl. 8), welche die anfängliche Annahme bestätigen soll; die Wärmeübergangszahl zufolge Konvektion (α_K, Gl. 22); und wiederum die Enthalpieabnahme des Gases zufolge Konvektion allein (Δi_{K1}, Gl. 22). Wenn diese Enthalpieabnahme mit dem, im Absatz 6 gefundenen Wert übereinstimmt, so war die ursprüngliche Annahme der Temperatur, oben an der ersten Reihe (t_{o1}) richtig. Falls nicht, wird ein neuer Wert für die Enthalpiezunahme der Luft (Δi_L, Gl. 28), unter Beiziehung der aus Gleichung (22) ermittelten Wärmeübergangszahl, bestimmt. Das Verfahren wird dann mit einem Mittelwert fortgesetzt.

8. Die Lufttemperatur, oben an der zweiten Reihe, (t'_{o2}) wird dann angenommen und der in Abs. 4—7 besprochene Rechnungsgang, sinngemäß angewendet. Eine passende Ausgangsannahme für die Enthalpiezunahme der Luft in der zweiten Reihe kann so getroffen werden, daß die Enthalpieabnahme des Gases, zufolge Konvektion, über die zweite Rohrreihe (Δi_{K2}) etwas kleiner ist als die über die erste Reihe (Δi_{K1}); dies zusammen mit der Strahlung (Δi_{s2}) an die zweite Rohrreihe, aus Absatz 6, ermöglicht es, die Enthalpiezunahme der Luft näherungsweise zu bestimmen ($\Delta i_{L2} = \Delta i_{K2} + \Delta i_{s2}$).

9. Nach Beendigung der Berechnung der ersten zwei Reihen und unter der Annahme, daß keine Strahlung die nachfolgenden Reihen erreicht, werden die beiden Rohrschlangen gemeinsam betrachtet und der logarithmische Mittelwert des Temperaturunterschiedes (Δt_m, Gl. 20) bestimmt. Hierzu werden einerseits der Mittelwert der Temperaturen oben an der ersten und zweiten Reihe (t'_{on}) und die Luftaustrittstemperatur (t'_{u3}) als maßgebende Lufttemperaturen eingesetzt; die entsprechenden Gastemperaturen sind, andererseits, die Gastemperaturen nach der zweiten Reihe (t_2) und nach der letzten Reihe (t_n).

10. Die Wärmedurchgangszahlen (K, Gl. 26) beim Luftaustritt (Reihen 3 und 4) und beim Gasaustritt (letzte Reihe) werden aus den Wärmeübergangszahlen α_K (Gl. 22) und α_L (Gl. 25) ermittelt. Da die Wärmeübergangszahl zufolge Gaskonvektion (α_K) aus der unbekannten Schichttemperatur berechnet ist, wird eine erste Annäherung mit den Gastemperaturen (t_2 und t_n) gemacht, indem man die Rohrwandtemperatur (t_w, Gl. 27) ermittelt. Der Mittelwert der Gas- und Wandtemperaturen bildet die Schichttemperatur (t_{film}), welche zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl (α_K) dient. Die Wärmedurchgangszahlen (K) an der Luftaustritt- (Reihen 3 und 4) und an der Gasaustrittstelle (letzte Reihe) sind ungefähr gleich, so daß für die weitere Berechnung ein Mittelwert (K_m) benützt werden kann. Die in Betracht zu ziehende Wärmemenge (Q_{3-n}) errechnet sich aus dem Unterschied zwischen der Gesamtwärmemenge (Q_{5-9}) im Lufterhitzer und der in den ersten zwei Reihen ausgetauschten

Wärmemenge (Q_1 und Q_2). K_m und Q_{3-n} bestimmen gemeinsam die noch erforderliche Rohroberfläche nach der zweiten Reihe ($S_{R\,3-n}$, Gl. 28) und ferner die gesamte Rohrlänge nach der zweiten Reihe (L_{3-n}, Gl. 19).

11. Mit der Gasgeschwindigkeit (w_g) und der Gasaustrittstemperatur (t_n) berechnet sich die Länge der letzten Rohrreihe (L_n, Gl. 10) und, da die Längen der Rohrreihen linear abnehmen, die totale Anzahl der Rohrreihen (n).

12. Da Wärmeübergang und Druckverlust verhältnismäßig proportional sind, muß der prozentuale Druckverlust aus der Formel von Blasius ($\Delta p/p$, Gl. 29) ermittelt werden.

13. Falls der Druckverlust zwischen den gewünschten Grenzen liegt, wird der Außendurchmesser der Rohrbündel (D_o, Gl. 11a) berechnet und die anderen Abmessungen werden abgeschätzt. Im allgemeinen soll ein Radiuszuschlag von cirka 50 cm für Isolierungs- und Konstruktionszwecke gemacht werden; die Höhe des Lufterhitzers wird ungefähr 2,5 bis 3 mal die Länge der ersten Rohrreihe betragen.

D. Resultate:

Absatz 1: *Bekannt*	*Absatz* 2: *Angenommen*
$G = 64$ kg/s	$w_g = 10{,}9$ m/s
$t'_{u1} = 356°$ C	$t_m = 1235°$ C woraus
$t'_{u3} = 650°$ C	$\gamma_g = 0{,}615$ kg/m³
$t_{max} = 1400°$ C	$N = 608$ Röhren
$t_n = t_d = 573°$ C	$d_i = 0{,}0190$ m wofür
$m_L = 9{,}73$ kg/s	$d_o = 0{,}0222$ m
$m_B = 0{,}571$ kg/s	$b = 0{,}006$ m
$m_R = 9{,}42$ kg/s	$s_T = 1{,}6$
$p_{gm} = 2{,}71$ ata	
$Q_{tot} = Q_{5-9} = 4905$ kcal/s	

Absatz 3:

Querschnitt für Gasströmung	$F_g = 2{,}96$ m²	Gl. (8)
Relative Luftgeschwindigkeit	$w_{0L} = 285{,}5$ m/s	Gl. (4)
Länge der ersten Rohrreihe	$L_1 = 1{,}62$ m	Gl. (10)
Längsteilung	$P_q = 0{,}02822$ m	Gl. (6)
Innendurchmesser des Verbrennungsraumes .	$D_i = 2{,}59$ m	Gl. (11)
Zylindrische Wandfläche	$S_i = 13{,}2$ m²	Gl. (12)
Rohroberfläche, erste Reihe	$S_{R1} = 34{,}4$ m²	Gl. (19)
Mittlere Lufttemperatur im Lufterhitzer . .	$t_{Lm} = 503°$ C	
Wärmeübergangszahlen. Luftseitig	$\alpha_L = 821$ kcal/m²h°C	Gl. (25)
Auf d_o bezogen . .	$\alpha_L = 703$ kcal/m²h°C	

Absatz 4 *bis* 8. *Rohrreihe* 1 *und* 2

Bezeichnungen		Reihe 1	Reihe 2	Gleichung
t_u'	°C	356	356	
t_o'	°C	524	454,2	
Δt	Prozent	57,2	33,4	
Δi_L	kcal/kg	43,2	25,1	(18)
Q	kcal/s	1382	802	(28)
t_w	°C	646	535,2	(28)
q_s	kcal/m²h	159500		(13)
Q_s	kcal/h	$2{,}1 \cdot 10^6$		(14)
Δi_s	kcal/kg	29,6		(15)
t_{NS}	°C	1305		
Δi_{s1}	kcal/kg	24,8		
Δi_{s2}	kcal/kg		4,8	
Δi	kcal/kg	70	40,6	(16)
Δi_K	kcal/kg	45,2	35,8	
t	°C	1160	1047	(17)
w_g	m/s	10,89	10,89	(8)
t_{film}		939,3	819,3	
Re		3870	4575	(5)
α_K	kcal/m²h°C	158,8	142,1	(22)
Δi_K	kcal/kg	45	35,8	(22)

Absatz 9 *bis* 11. *Rohrreihe* 3—*n*

Mittlere Lufttemperatur oben an den letzten zwei Reihen	t_{on}'	= 489°C	
Mittlere Temperaturdifferenz (log) Reihen 3—*n*	Δt_m	= 200°C	Gl. (20)
Wärmeübergangszahl, 3. Reihe	α_{K3}	= 134,7 kcal/m²h°C	Gl. (22)
Wärmeübergangszahl, letzte Reihe	α_{Kn}	= 121,2 kcal/m²h°C	Gl. (22)
Mittlere Wärmedurchgangszahl	K_m	= 108 kcal/m²h°C	Gl. (26)
Wärmemenge	Q_{3-n}	= 2721 kcal/s	
Rohroberfläche	S_{R3-n}	= 454 m²	Gl. (28)
Summierte Rohrlängen	L_{3-n}	= 21,4 m	Gl. (19)
Rohrlänge, letzte Reihe	L_n	= 0,905 m	Gl. (10)
Anzahl Rohrreihen	n	= 20	

Absatz 12 *bis* 13

Gesamte Rohrlänge, beide Schlangen	= 24,5 m
Gesamte Rohrlänge, eine Schlange	= 12,25 m

Druckverlust, luftseitig $\Delta p_L/p_L$	= 2,1%	Gl. (29)
Druckverlust, gasseitig $\Delta p_q/p_q$	= 0,11%	Gl. (30)
Außendurchmesser über Rohrbündel D_o .	= 4 m	Gl. (11a)

Lufterhitzerabmessungen, Höhe × Durchmesser ca. 4,5 m · 5,0 m

4.8. Kompressor-Entwurf

A. Bezeichnungen (siehe Abschnitt 3.1.)

$\Omega = \frac{Q}{\Re c_a} = \frac{\pi}{4}(D_s^2 - D_n^2)$	Ringquerschnitt (m²)
z^*	Anzahl Schaufeln pro Stufe
$t^* = \frac{\pi D}{z^* \cdot 1000}$	Schaufelteilung (mm)
s	Sehnenlänge des Schaufelprofils
$\sigma = s/t^*$	Teilungszahl
$w = (\rho^2 - \varphi^2)^{1/2}$	Mittlerer Wert der Relativgeschwindigkeit (dimensionslos)
$\zeta_a = \frac{2\tau_d}{\sigma w_\infty}$	Auftriebskoeffizient
η_o	Basiswirkungsgrad der Stufe (berücksichtigt Spitz- und Spaltverluste nicht)
f	Rückgewinnungskoeffizient
$N = \frac{60\,u}{\pi D}$	Drehzahl pro Minute

B. Diskussion des Entwurfs

Wie in Abschnitt 1.5. erwähnt, werden nur axiale Kompressoren in dieser Besprechung berücksichtigt, weil der notwendige Luftdurchsatz einer Marine- oder einer großen stationären Anlage sehr hoch ist. Es ist jedoch interessant festzustellen, daß heute eine Neigung zur Anwendung radialer Kompressoren besteht; Radialkompressoren sind eher wirksamer wenn es sich um größere Druckverhältnisse und kleine Volumen handelt. Dieser Vorteil könnte unter Umständen dazu führen, daß die letzten Stufen der Kompression radial ausgeführt werden.

Es ist viel Scharfsinn auf den Kompressor-Entwurf angewendet worden, so daß hier verschiedene Berechnungsmethoden vorliegen. Die Unterschiede sind aber rein formelmäßig und die endgültigen Entwürfe, gleichgültig aus welcher Methode entwickelt, werden ähnlich aussehen. Die Größen, die in den verschiedenen Methoden gebraucht werden, müssen zwischen gewissen Grenzen

liegen, die sich aus Erfahrung und Betriebsresultaten ergeben; z. B. wurde es, auf Grund von ausgeführten Versuchen mit 80% Reaktionsschaufeln für notwendig befunden, das Verhältnis der relativen Geschwindigkeiten (w_2/w_1) größer als 0,75 einzusetzen, um Ablösungen zu verhindern, die sich aus hoher Schaufelbelastung und zugehörigem großem Umlenkwinkel ergeben. In England und in den Vereinigten Staaten werden die Berechnungen auf Grund von Geschwindigkeitsdreiecken durchgeführt; die Winkel der Dreiecke folgern sich aus den Ergebnissen einer Reihe von Gitterversuchen und bestimmen somit u. a. die Schaufelform. Auf dem Kontinent fußen die Berechnungen meistens auf dimensionslosen Geschwindigkeits-Dreiecken und den zugehörigen Größen (w_∞, τ_d, w_2/w_1), welche die erreichbaren Auftriebszahlen festlegen.

Wenn die erforderliche Schaufelform noch nicht ausprobiert worden ist, so bietet die Potentialtheorie [11] eine Möglichkeit, die Schaufelform zu entwerfen. Diese Entwurfsmethode berücksichtigt die Druckverteilung auf der Schaufel, und es ist somit möglich, eine zu strake, negative Druckspitze mit zugehörigen Stoß- und Ablösungserscheinungen zu vermeiden (siehe Abs. 4.5.).

Die folgenden Berechnungen, welchen „Free Vortex"-Betrachtungen zu Grunde liegen, können aus der kontinentalen Berechnungsart entwickelt werden. Die Grundforderungen, die an „Free Vortex"-Schaufeln gestellt werden, lauten wie folgt:

1. c_a = konstant. Oder anders ausgedrückt φr = konstant.
2. rc_{u1} = konstant.
3. Bei konstanter Energieerhöhung bzw. Erniedrigung dem Radius entlang folgt: $r(c_{u1} - c_{u2})$ = konstant oder $r^2 \tau_d$ = konstant.
4. Aus obigen Beziehungen ergibt sich für den kinematischen Reaktionsgrad (ρ) $(1-\rho) r^2$ = konstant.

Bezüglich der möglichen Druckverteilungen im Leit- und Laufrad gibt es grundsätzlich verschiedene Arten von Kompressorenschaufeln. Die drei bekanntesten davon sind: die 50%-Reaktion, die Leit-Lauf- und die Lauf-Leit-Anordnungen (siehe Abb. 14).

Von den erwähnten Typen besitzt die 50%-Reaktions-Schaufelart die größte Durchsatzzahl und die größte axiale Geschwindigkeit bei einer gegebenen Mach'schen Zahl (bezüglich der relativen Geschwindigkeit); dies ergibt einen kleineren Ringquerschnitt. Ferner, bei konstanten Gleitwinkeln ($\epsilon = tan^{-1}\zeta_w/\zeta_a$) ist im zweidimensionalen Fall diese Schaufelart theoretisch die günstigste. Da jedoch solche ideale Verhältnisse in der Praxis nicht vorkommen und da sich ferner der Reaktionsgrad bei „Free Vortex"-Schaufelungen längs der Schaufel verändert, sind die theoretischen Vorteile nicht realisierbar. Eben deshalb werden Abweichungen von „Free Vortex"-Schaufeln, speziell von solchen mit 50%-Reaktion in der Praxis öfters angewendet.

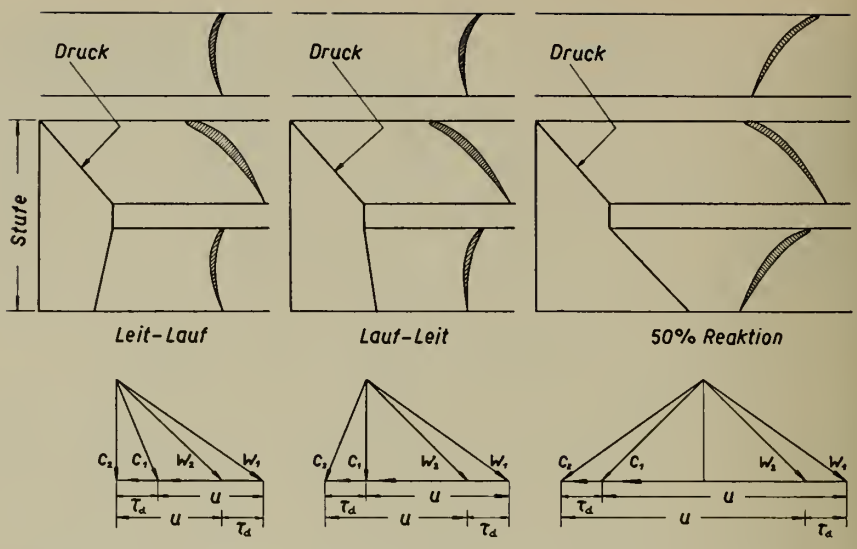


Abb. 14. Charakteristiken der drei Typen von Kompressorenschaufeln.

Andererseits liegt der Hauptvorteil der Leit-Lauf-Anordnung in der Beschleunigung, die in der Leitschaufel stattfindet. Dies erlaubt mehr Stufen und deshalb eine größere Leistung unterzubringen ohne dabei Ablösungserscheinungen befürchten zu müssen; dies weil die Beschleunigung die radiale Geschwindigkeitsverteilung gleichmäßiger gestaltet; mit andern Worten, es liegt eine Tendenz zur Konstanthaltung der axialen Geschwindigkeit bei allen Radien vor. Mit dieser Art Beschaufelung gibt es immer einen Druckabfall in den Leitschaufeln, was einen Reaktionsgrad $\rho > 1$ zur Folge hat. Dieser Druckabfall im Leitrad erfordert mehr Stufen für ein gegebenes Druckverhältnis, was größere Abmessungen als im Fall der 50%-Reaktionsschaufel verlangt. Falls die Umfangsgeschwindigkeit statt der Mach'schen Zahl der relativen Geschwindigkeiten die maßgebende Einschränkung bildet, so ist die obige Überlegung nicht mehr maßgebend, weil die Leit-Lauf-Beschaufelung dann eine größere relative Geschwindigkeit (w_∞) für eine gegebene Umfangsgeschwindigkeit (u) zur Folge haben wird.

Die dritte Beschaufelungsart, das heißt die Lauf-Leit-Anordnung erzeugt eine kleine Druckerhöhung im Leitrad. Es wird deshalb, falls die Mach'sche Zahl maßgebend ist, die nötige Anzahl Stufen zwischen denjenigen liegen, die für die zwei letztgenannten Typen notwendig sind.

Man muß sich immer daran erinnern, daß bei einer Besprechung der verschiedenen Kompressorkennzahlen, diese Zahlen alle miteinander verknüpft sind, und daß eine Beurteilung eines gegebenen Wertes jeweils einen bestimm-

ten Wertbereich für die anderen Größen voraussetzt. Die Wahl der Beschaufelungsart ist im allgemeinen eine Gefühlssache und wird auf Basis von persönlicher Erfahrung und vorliegender Daten getroffen. Für die in Tabellen 1 und 2 aufgeführten Berechnungen ist eine Beschaufelung mit 80%-Reaktion (an der Nabe) gewählt worden; diese Art, welche der Lauf-Leit-Beschaufelung ähnelt, ist auf Grund zahlenmäßiger Berechnungen als das Günstigste befunden worden. Ferner wurden die anderen Kennzahlen durch Probieren ermittelt.

Beim heutigen Stand des Kompressorenbaues sollte die Mach'sche Zahl (bezogen auf die relative Eintrittsgeschwindigkeit $-w_1$) den Wert $0{,}75-0{,}80$ wegen der Gefahr örtlicher Überschallgeschwindigkeit und Ablösungserscheinungen nicht überschreiten. Wie in den maßgebenden Geschwindigkeitsdreiecken von Abb. 15 und 16 und aus Tafeln 1 und 2 ersichtlich, ist die Umfangsgeschwindigkeit (u_s) gleich oder kleiner als die relative Eintrittsgeschwindigkeit; ihr Wert ist deshalb durch die örtliche Schallgeschwindigkeit (a) und die zulässige Mach'sche Zahl (M) begrenzt. Es muß deshalb die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufelspitze beim Eintritt in den Kompressor sicherlich kleiner sein als $M \cdot a$, in diesem Fall also rund 260 m/s. Alle angenommenen Werte liegen unterhalb dieser Grenze; der Höchstwert ist 248 m/s und tritt bei Eintritt in den ND-Kompressor auf. Die Umfangsgeschwindigkeit an der Nabe wird so gewählt, daß sich eine vernünftige Anzahl Stufen ergibt, ohne dabei eine allzugroße Veränderung der tangentialen Geschwindigkeitskomponente (Δc_u und Δw_u) hervorzurufen. Eine untere Begrenzung der Umfangsgeschwindigkeit von 160 m/s liegt in der Literatur [5] schon vor, aber in den Fällen, wo die Drehzahlen gegeben sind, wird es eventuell nötig sein, diesen Wert leicht zu unterschreiten, um eine vernünftige Druckzahl zu erzielen, welche vom Ringquerschnitt abhängt.

Andererseits ist der Ringquerschnitt (Ω) durch das Durchmesserverhältnis (Y) festgelegt; letzteres sollte den Wert von 1,6 am ND-Ende, aus mechanischen Gründen, nicht überschreiten. Diese Einschränkung wird aber oft durch die andere Bedingung aufgehoben, daß die minimal zulässige Schaufelhöhe rund 40 mm betragen sollte und in der letzten Stufe für das Durchmesserverhältnis des öfteren maßgebend ist. Diese minimale Schaufelhöhe ist erforderlich, um allzu große Wirbelungsverluste zu vermeiden. Die maximale Schaufelhöhe wird durch Fliehkraftbeanspruchung und durch die höchstzulässige Mach'sche Zahl der relativen Eintrittsgeschwindigkeit festgelegt.

Die Sehnenlänge des Schaufelprofils muß eine auf w_∞ bezogene Reynold'sche Zahl von rund 10^5 (je nach Turbulenzgrad) gestatten, um laminare Ablösungen zu vermeiden. Ferner ist es aus Herstellungsgründen erwünscht, die Sehnenlänge (s) an der Nabe für eine Reihe von Stufen konstant zu halten. In den hier aufgeführten Berechnungen schwankt das Verhältnis von Schaufelhöhe zu Schaufelsehne (l/s) zwischen 1,6 und 3,2.

Biegebeanspruchungen zufolge Gas- und Fliehkraftwirkungen, zusammen mit aerodynamischen Bedingungen bezüglich dem Auftriebskoeffizienten (ζ_a), bestimmen die minimale Schaufeldicke wenn die Sehnenlänge einmal festgelegt ist. Die Sehnenlänge wird im allgemeinen von der Nabe bis zur Spitze abnehmen und es kann sogar der Winkel zwischen Eintrittskante und Austrittskante 35° erreichen. Diese Zuspitzung der Schaufel vermindert die Schaufelbeanspruchung durch Fliehkraftwirkung; eine angenäherte Faustregel besagt, daß die Beanspruchung um einen Faktor von $0{,}5+0{,}5\,\frac{\text{Spitzenquerschnitt}}{\text{Nabenquerschnitt}}$ vermindert wird.

Die Anzahl Schaufeln pro Stufe (z^*), sowie die anderen Faktoren, die im Kompressorenbau vorkommen, richten sich nach der Erfahrung des Konstrukteurs und der zur Verfügung stehenden Versuchsunterlagen. Falls die Schaufelteilung (t^*) zu klein eingesetzt wird, so sind die Reibungseinflüsse wegen der engen Kanäle überwältigend groß. Wenn eine zu große Schaufelteilung (t^*) gewählt wird, so ist die individuelle Schaufelbelastung zu hoch, was eine höhere Stufenzahl erforderlich macht. Es werden deshalb eine kleinere Teilungszahl ($\sigma = s/t^*$) und mehrere Stufen (somit eine kleinere Druckzahl) einen flacheren Kennlinienverlauf zur Folge haben, weil eine schwachbelastete Schaufel nicht so empfindlich ist. In dieser Berechnung varierte die Teilungszahl (σ) zwischen den Grenzen 0,88 bis 1,03 (auf die gewählte Schaufelzahl pro Stufe bezogen).

Die minimal und maximal zulässigen Drehzahlen der turbinenangetriebenen Kompressorgruppe werden durch die Durchsatzmenge der letzten Kompressionsstufe resp. der letzten Turbinenstufe festgelegt. Die gewählten Drehzahlen müssen zwischen diesen Grenzen liegen, wobei auf kritische Drehzahlen zu achten ist.

Die Wahl der Stufenzahl (z) bei einer gegebenen Durchsatzzahl muß eine vernünftige Druckzahl (ψ) zur Folge haben; es wird dabei ein passender Ablenkungskoeffizient (τ_d), der zusammen mit dem Durchsatzkoeffizient den Ablenkwinkel bestimmt, festgelegt. In der Berechnung liegt die Druckzahl zwischen 0,58 und 0,61. Es ist interessant festzustellen, daß die Druckzahl, je nach Schaufelprofil, sich bis 10% ändern kann, für eine nur eingradige Veränderung des Anströmwinkels. Da die Arbeit pro Stufe der Druckzahl proportional ist, kann eine Schaufelverschmutzung erhebliche Auswirkungen zur Folge haben.

Der Grundwirkungsgrad (η_o) verknüpft den Umlenkungskoeffizient (τ_d) und die Druckzahl (ψ). Er ist ein Maß des wirklichen Profilwirkungsgrades und die Sekundärverluste sind darin berücksichtigt; d. h. die Arbeit der individuellen Schaufelelemente kommt darin zum Ausdruck. Ein passender Wert für den herangezogenen Schaufeltypus ist $\eta_o = 0{,}95$.

Der Auftriebskoeffizient (ζ_a) hat eine grundlegende Wichtigkeit beim

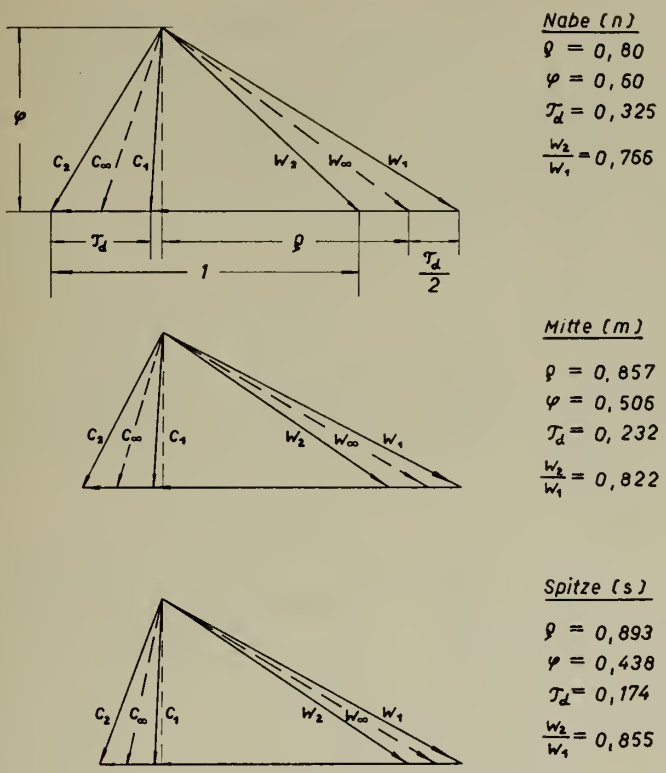


Abb. 15. Dimensionslose Geschwindigkeitsdreiecke für den ND-Kompressor. Letzte Stufe.

Schaufelentwurf, weil er ein Maß der Schaufelbelastung ist. Wenn möglich sollte sein Wert von der Nabe bis zur Spitze konstant gehalten werden, weil eine Abweichung von der optimalen Gleitzahl nur einen schlechteren Wirkungsgrad zur Folge haben kann. Ein abnehmender Auftriebskoeffizient entlang der Schaufelhöhe hätte eine relative Vergrößerung der Schaufelsehne (s) zur Folge, was wegen der Vergrößerung der Fliehkraftspannungen einen nachteiligen Einfluß ausüben würde. Um den Auftriebskoeffizienten zwischen vernünftigen Grenzen zu halten, ist es möglich die Teilungszahl durch eine Vergrößerung der Schaufelzahl pro Stufe zu variieren; d.h. durch mehrere eng gestellte Schaufeln (größeres Aspekt-Verhältnis). Eine Vergrößerung der Teilungszahl (σ) bewirkt eine Verminderung des Auftriebskoeffizienten (ζ_a), weil der Faktor $\sigma\,\zeta_a$ vom Umlenkungskoeffizienten (τ_d) und der mittleren relativen Anströmgeschwindigkeit (w_∞) abhängig ist. In diesen Berechnungen sind Auftriebskoeffizienten von 0,67 bis 0,78 angewendet worden; diese sind weit unter der maximal erlaubten Grenze von ungefähr 1,2, oberhalb welcher die Gefahr von Ablösungen und Pumpen besteht.

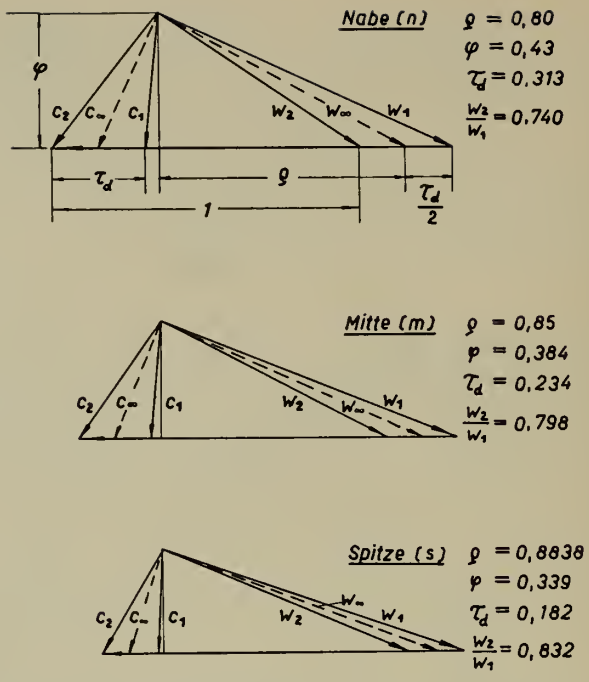


Abb. 16. Dimensionslose Geschwindigkeitsdreiecke für den HD-Kompressor. Letzte Stufe.

Nach dem ersten Entwurf sollte die kritische Drehzahl geprüft werden, um zu sehen, ob sie höher als die Arbeitsdrehzahl liegt. Womöglich sollte diese Drehzahl höher als die Arbeitsdrehzahl sein, man kann jedoch, falls nötig, durch das kritische Gebiet hinauffahren.

C. Kompressorenberechnungen

Nach einer Berechnung der minimalen und maximalen Drehzahlen und nach Bestimmung der kritischen Drehzahlen würde die Drehzahl der Kompressorgruppe auf 11000 U./m festgelegt. Tafeln 1 und 2 stellen den Berechnungsgang, die angenommenen Werte und die Resultate für die Eintritts- und Austrittsstufen beider Kompressoren dar. Abb. 15 und 16 zeigen die dimensionslosen Geschwindigkeitsdreiecke der letzten Stufen beider Kompressoren. Der Rotor wird als Trommel mit konstantem Nabendurchmesser ausgeführt.

Tafel I. ND-Kompressor

	Symbol	Erste Stufe Nabe (n)	Mittel (m)	Spitze (s)	Letzte Stufe Nabe (n)	Mittel (m)	Spitze (s)
festgelegt	N (U./m)	11000	—	—	11000	—	—
gewählt	u (m/s)	160	204	248	160	189,5	219
angenommen	φ	0,6	0,47	0,386	0,6	0,506	0,438
gewählt	z	9	—	—	—	—	—
bekannt	*Had* (m)	6980	—	—	—	—	—
abgeleitet	*had*	788	–	—	—	—	—
aus Definition	ψ	0,605	—	—	—	—	—
angenommen	η_o	0,93	—	—	—	—	—
abgeleitet	τ_d	0,325	0,20	0,135	0,325	0,232	0,174
durch (u) u. (N) festgelegt	D (mm)	278	355	432	278	329	380
aus Definition	c_a (m/s)	96	—	—	96	—	—
bekannt	Q (m³/s)	7,86	—	—	4,83	—	—
abgeleitet	Ω (m²)	0,0862	—	—	0,053	—	—
abgeleitet	Y	—	1,277	1,555	—	1,184	1,363
abgeleitet oder gewählt	l (mm)	77	—	—	51	—	—
angenommen	z^*	32	—	—	35	—	—
abgeleitet	t^* (mm)	27,3	34,8	42,5	23,6	27,95	32,25
an der Nabe gewählt	s (mm)	24	18,90	15,55	24	19,23	16,61
abgeleitet	σ	0,879	0,543	0,366	2,96	0,688	0,515
angenommen	ρ	0,80	0,877	0,918	0,80	0,857	0,893
aus Geschwindigkeitsdreieck	w_∞	1,00	0,995	0,995	1,0	0,995	0,996
abgeleitet	$\zeta_a \sigma$	0,65	0,402	0,271	0,65	0,466	0,349
an der Nabe, abgeleitet, dann konstant gehalten	ζ_a	0,74	0,74	0,74	0,677	0,677	0,677

*Tafel II. HD-Kompressor *)*

festgelegt	N (U./m)	11000	—	—	11000	—	—
gewählt	u (m/s)	150	185,2	220,5	150	173	196,5
angenommen	φ	0,443	0,359	0,302	0,443	0,384	0,339
gewählt	z	—	—	—	11	—	—
bekannt	*Had* (m)	—	—	—	7230	—	—
abgeleitet	*had* (m)	—	—	—	668	—	—
aus Definition	ψ	—	—	—	0,584	—	—
angenommen	η_o	—	—	—	0,93	—	—
abgeleitet	τ_d	0,313	0,206	0,145	0,313	0,234	0,182
durch (u) u. (N) festgelegt	D (mm)	260	321	382	260	300	340
aus Definition	c_a (m/s)	66,5	—	—	66,5	—	—
bekannt	Q (m³/s)	3,88	—	—	2,37	—	—
abgeleitet	Ω (m²)	0,0614	—	—	0,0375	—	—

*) Der HD-Kompressor ist von der letzten Stufe aus entworfen, weil eine minimale Schaufelhöhe von 40 mm berücksichtigt werden muß.

	Symbol	Erste Stufe Nabe (n)	Mittel (m)	Spitze (s)	Letzte Stufe Nabe (n)	Mittel (m)	Spitze (s)
abgeleitet	Y	—	—	—	—	1,155	1,31
abgeleitet oder gewählt	l (mm)	61	—	—	40	—	—
angenommen	z^*	30	—	—	35	—	—
abgeleitet	t^* (mm)	27,25	33,65	40,0	23,35	27,0	30,6
an der Nabe gewählt	s (mm)	24	18,9	15,68	24	20,4	17,7
abgeleitet	σ	0,88	0,562	0,392	1,03	0,755	0,579
angenommen	ρ	0,80	0,869	0,904	0,80	0,850	0,884
aus Geschwindigkeitsdreieck	w_∞	0,915	0,941	0,953	0,915	0,932	0,946
abgeleitet	$\zeta_a \sigma$	0,684	0,437	0,305	0,685	0,502	0,385
an der Nabe, abgeleitet, dann konstant gehalten	ζ_a	0,777	0,777	0,777	0,665	0,665	0,665

4.9. Turbinen-Entwurf

A. Diskussion des Entwurfs

Wie im Falle des Kompressoren-Entwurfs werden auch hier „Free Vortex"-Betrachtungen zu Grunde gelegt. Ein Vorteil dieser Berechnungsart liegt in der Möglichkeit, die Geschwindigkeit auf einem beliebigen Radius mit einer einfachen geometrischen Konstruktion zu ermitteln. Im Gegensatz zum Kompressor findet hier ein Druckabfall statt, mit zugehöriger Expansion und Beschleunigung in der Turbine. Es werden somit Grenzschicht- und Ablösungserscheinungen größtenteils eliminiert, was einen größeren Umlenkwinkel anzuwenden gestattet. Es ist deshalb die Arbeit pro Turbinenstufe größer als das Arbeitsvermögen einer ähnlichen Kompressorenstufe.

Die Eintrittstemperatur der HD-Turbine resp. der beiden Turbinen, falls Zwischenerhitzung angewendet wird, ist durch die metallurgischen Eigenschaften begrenzt. Da der Wirkungsgrad und die spezifische Leistung mit der höchst-zulässigen Temperatur zunehmen, werden diese beiden Größen durch die Turbinenbeanspruchungen festgelegt.

Die hohe Eintrittstemperatur hat zur Folge, daß die Spannungen bei Turbineneintritt maßgebend werden. Die höchst-zulässige Spannung hängt vom Material ab; bei 650°C liegt diese bei ca. 900 kg/cm². Die zulässige Spannung nimmt mit abnehmender Temperatur rasch zu. Versuche sind schon mit sehr großen Beanspruchungen durchgeführt worden; Flugzeugmotoren arbeiten z. B. mit Spannungen, die bis 2000 kg/cm² betragen können; solche Motoren haben jedoch nur eine kurze Lebensdauer. Die maßgebenden Spannungen werden 1. durch Fliehkraftwirkung und 2. durch Gaskräfte erzeugt. Die Fliehkraftbeanspruchungen bestehen aus Zugspannungen und auch aus Biegespan-

hungen, weil die Schaufeln verdreht und eventuell auch geneigt sind. Die Gaskräfte erzeugen Scher- und Biegebeanspruchungen.

Es bestehen zwei Möglichkeiten die höchste Turbinentemperatur zu vergrößern: 1. durch die Entwicklung besserer wärmebeständiger Materialien und 2. durch die Anwendung der Schaufelkühlung. Die Schaufelkühlung hat vom aerodynamischen Standpunkt aus gesehen den Nachteil, daß die Wasser- oder Luftkanäle innerhalb der Schaufel das Schaufelprofil beeinflussen. Ferner wird sich die Fabrikation wegen den nötigen Kühlungseinrichtungen erheblich schwieriger gestalten.

Da die mittlere Temperatur einer Turbine höher liegt als jene eines Kompressors, kann die Turbineneinheit aus weniger Stufen bestehen, weil die Schallgeschwindigkeit mit der Temperatur zunimmt; letzteres hat nämlich zur Folge, daß bei einer gegebenen Mach'schen Zahl die Geschwindigkeiten höher und damit auch die zulässigen Enthalpiedifferenzen pro Stufe größer gemacht werden können. Ferner ergeben große Mach'sche Zahlen keine Schwierigkeiten in Expansionsstufen, was auch durch jahrzehntelange Erfahrungen im Dampfturbinenbau bestätigt wird. Es ist dies ein Grund dafür, daß man in den Anfangsstufen einer Turbine prozentual mehr Enthalpiegefälle verarbeiten kann. Ein anderer Grund ist natürlich der, daß mit der Expansionsbeschaufelung ein größerer Umlenkwinkel angewendet werden kann.

Wie erwähnt, finden Expansion und Beschleunigung in Turbinenschaufeln statt. Um diese vorteilhaften Zustände zu erhalten, wird eine reine Impulsbeschaufelung vermieden. Diesen Berechnungen wurde ein Reaktionsgrad zu Grunde gelegt, welcher die beste Kombination bezüglich Anzahl Schaufeln pro Stufe, Stufenzahl und aerodynamischer Belastungszahl darstellt (siehe 4.9., B.). In den Endstufen einer Turbine ist es öfters notwendig, den Reaktionsgrad zu erhöhen oder die Umlenkung zu erniedrigen, um die Umfangskomponente der Austrittsgeschwindigkeit (c_{u2}) und damit die Wirbelverluste in vernünftigen Grenzen zu halten. Eine Erniedrigung der Umlenkung bedeutet, daß die Enthalpiegefälle der letzten Stufe kleiner werden. Es ist deshalb, wie oben erwähnt, günstig, daß ein größeres Enthalpiegefälle in den Anfangsstufen verarbeitet werden kann.

Eine Veränderung der Teilungszahl bei gleich bleibendem Schaufelprofil zeigt einen ähnlichen Einfluß wie im Fall eines Kompressors. Das heißt, eine zu große Teilungszahl hat engere Kanäle und größere Reibungsverluste zur Folge; eine zu kleine Teilungszahl (große Schaufelteilung) erhöht die individuelle Schaufelbeanspruchung, was die Gefahr von Ablösungen mit sich bringt. Reibung und Ablösung ergeben natürlich einen kleineren Schaufelwirkungsgrad. Im Falle von Flugzeugturbinenbeschaufelung wird der höchste Wirkungsgrad mit einem Teilungsverhältnis zwischen 1,2 und 1,7 erreicht, je nach Schaufelprofil und relativer Länge [16].

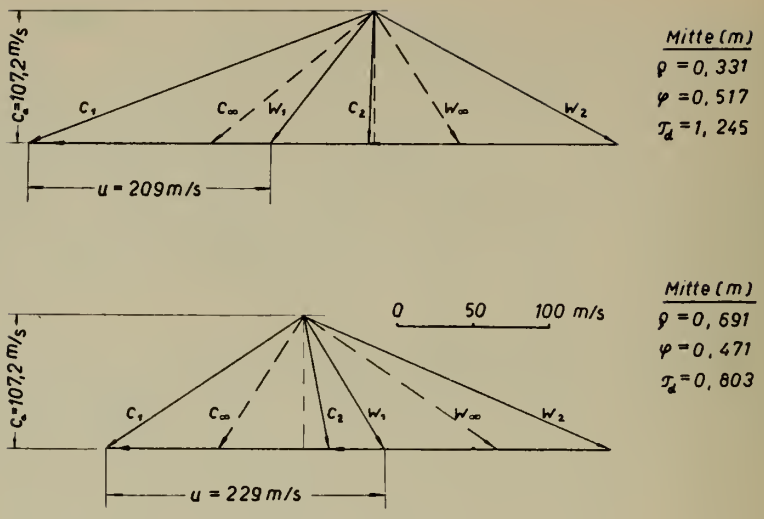


Abb. 17. Wirkliche Geschwindigkeitsdreiecke in der HD-Turbine, auf dem mittleren Durchmesser; oben für die erste Stufe und unten für die letzte Stufe.

Bei der Wahl von Schaufelprofilen müssen Schaufelnase und Körper so gewählt werden, daß keine zu starke negativen Druckspitzen entstehen, da diese Ablösungen verursachen können. Die Ablösungsgefahr nimmt mit einer gegen 1 strebenden Mach'schen Zahl zu, weil der Niederdruckteil mit seinen großen Geschwindigkeiten, d. h. Hochgeschwindigkeitsgebiet, Überschallgeschwindigkeiten mit den zugehörigen Stoßerscheinungen ermöglichen kann. Es muß ferner die Reynold'sche Zahl, bezogen auf die Sehnenlänge, größer als 10^5 sein, um laminare Ablösungen zu vermeiden. Mit einem günstigen Profil ist es in Reaktionsbeschaufelungen möglich, Mach'sche Zahlen von 0,8 zu erreichen, ohne daß Stoß- oder Ablösungserscheinungen auftreten. Die Schaufelform muß auch vernünftige Spannungsverhältnisse aufweisen.

B. Berechnungen

Die gleichen Symbole und Beziehungen, wie bei der Kompressorenberechnung können hier angewendet werden. Es ist jedoch nicht vorteilhaft mit Auftriebskoeffizienten zu arbeiten, weil eine größere Freiheit in der Wahl der Druckverteilung bei beschleunigter Strömung zu erreichen ist. Es ist vorteilhafter die von Zweifel eingeführte aerodynamische Belastungszahl (ψ_A) heranzuziehen [17], wo

$$\psi_A = \frac{2\, w_\infty \tau_d}{\sigma\, w_2{}^2}$$

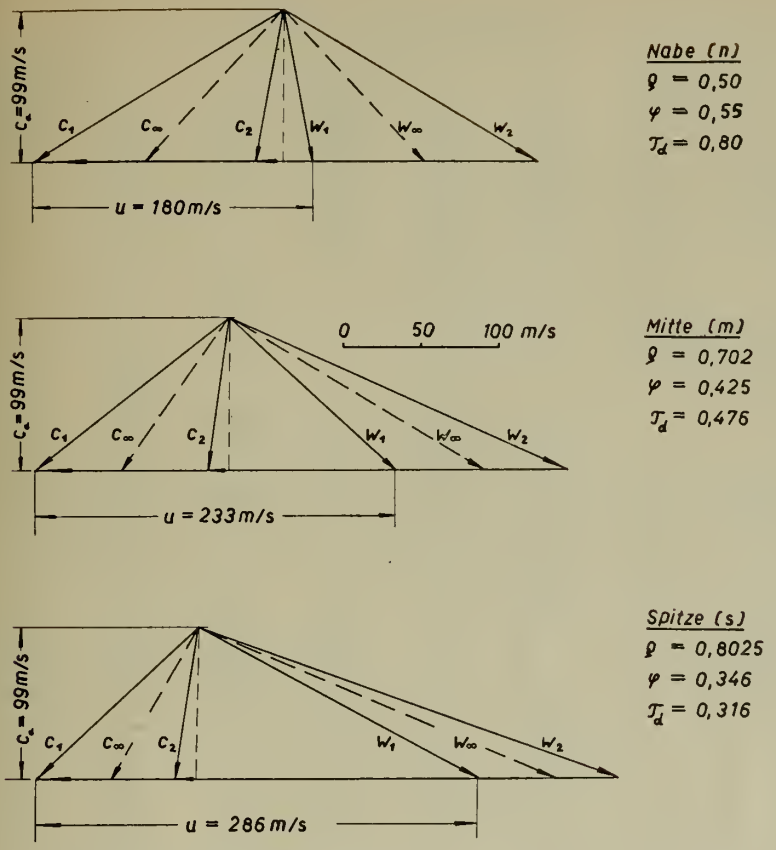


Abb. 18. Wirkliche Geschwindigkeitsdreiecke in der ND-Turbine. Letzte Stufe.

Zweifel hat eine Reihe von Versuchen mit beschleunigenden Gittern ausgewertet und dabei herausgefunden, daß die optimale Belastungszahl angenähert gleich 1 wurde. Somit beruhen die Turbinenberechnungen eher auf den Geschwindigkeitsdreiecken, wogegen im Kompressorenbau die Auftriebszahlen und Geschwindigkeitsverhältnisse von maßgebender Bedeutung sind.

Die Drehzahl der HD-Turbine wurde zu 11000 U./m festgelegt auf Grund der Kompressorenberechnung; unter angemessener Berücksichtigung des Reduktionsgetriebes (siehe Abs. 5) wurde eine Drehzahl von 9000 U./m für die ND-Turbine gewählt. Der Berechnungsgang, die angenommenen Werte und die Resultate für die Eintritts- und Austrittsstufen beider Turbinen sind in den Tafeln 3 und 4 wiedergegeben. Die Geschwindigkeitsdreiecke für den mittleren Durchmesser der Eintritts- und Austrittsstufen der HD-Turbine befinden sich in Abb. 17; Abb. 18 zeigt die Dreiecke für die Austrittsstufe der ND-Turbine an der Nabe, Mitte und Spitze.

Tafel III. HD-Turbine

		Erste Stufe			Letzte Stufe		
	Symbol	Nabe (n)	Mittel (m)	Spitze (s)	Nabe (n)	Mittel (m)	Spitze (s)
festgelegt	N (U./m)	11000	—	—	11000	—	—
gewählt	u (m/s)	180	209	238	180	229	277,5
gewählt	z	4	—	—	4	—	—
bekannt	Had (m)	19200	—	—	19360	—	—
	$(1+f)Had$	19360	—	—	—	—	—
abgeleitet (30% Gefälle in der 1. Stufe)	had (m)	5810	—	—	4520	—	—
abgeleitet	ψ	3,53	—	—	2,74	—	—
angenommen	η_o	0,95	—	—	0,95	—	—
abgeleitet	τ_d	1,675	1,245	0,965	1,30	0,803	0,546
bekannt	Q (m³/s)	6,19	—	—	—	—	—
angenommen	φ	0,6	0,517	0,455	0,60	0,471	0,389
abgeleitet	c_a (m/s)	107,2	—	—	107,2	—	—
abgeleitet	Ω (m²)	0,0572	—	—	0,1055	—	—
abgeleitet	D (mm)	312	362	412	312	397	482
abgeleitet	l (mm)	50	—	—	85	—	—
angenommen	ρ	0,1	0,331	0,483	0,50	0,691	0,79
abgeleitet	w_∞	0,608	0,613	0,664	0,782	0,835	0,880
abgeleitet	$2\,\tau_d\,w_\infty$	2,04	1,528	1,282	2,035	1,34	0,962
abgeleitet	$\psi_A\,w_2^2$	1,238	1,176	1,139	1,682	1,417	1,283
abgeleitet	σ	1,65	1,30	1,128	1,12	0,945	0,749
gewählt	z^*	50	—	—	37	—	—
abgeleitet	t^* (mm)	19,6	22,75	25,9	26,5	33,7	40,9
abgeleitet	s (mm)	32,4	29,6	29,2	32,1	31,9	30,6

Tafel IV. ND-Turbine

festgelegt	N (U./m)	9000	—	—	—	—	—
gewählt	u (m/s)	180	217	255	180	233	286
gewählt	z	4	—	—	—	—	—
bekannt	Had (m)	11820	—	—	—	—	—
	$(1+f)Had$	11920	—	—	—	—	—
abgeleitet (30% Gefälle in der 1. Stufe)	had (m)	3575	—	—	2780	—	—
abgeleitet	ψ	2,165	—	—	1,685	—	—
angenommen	η_o	0,95	—	—	0,95	—	—
abgeleitet	τ_d	1,027	0,705	0,513	0,80	0,476	0,316
bekannt	Q (m³/s)	11,32	—	—	17,3	—	—
angenommen	φ	0,55	0,456	0,389	0,55	0,425	0,346
abgeleitet	c_a (m/s)	99	—	—	99	—	—
abgeleitet	Ω (m²)	0,1145	—	—	0,1749	—	—
abgeleitet	D (mm)	382	461	540	382	494,5	607
abgeleitet	l (mm)	79	—	—	112,5	—	—

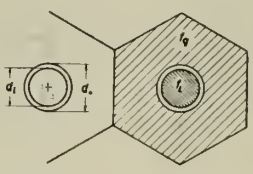
	Symbol	Erste Stufe Nabe (n)	Mittel (m)	Spitze (s)	Letzte Stufe Nabe (n)	Mittel (m)	Spitze (s)
angenommen	ρ	0,273	0,50	0,637	0,50	0,702	0,803
abgeleitet	w_∞	0,615	0,677	0,745	0,744	0,821	0,874
abgeleitet	$2\,\tau_d\,w_\infty$	1,262	0,955	0,765	1,19	0,782	0,552
abgeleitet	$\psi_A\,w_2^2$	0,920	0,931	0,949	1,112	1,062	1,039
abgeleitet	σ	1,373	1,025	0,806	1,07	0,736	0,532
gewählt	z^*	50	—	—	40	—	—
abgeleitet	t^* (mm)	24	29	34	30	38,8	47,7
abgeleitet	s (mm)	33	29,7	27,4	32,1	28,6	25,3

4.10. Berechnung des Wärmeaustauschers

In diesem Abschnitt wird eine allgemeine Entwurfsmethode für Gegenstrom-Wärmeaustauscher entwickelt. Weil die algebraische Behandlung des Problems sehr kompliziert ist, war es zweckmäßig und sogar notwendig, den Entwurf in fünf Teilen vorzunehmen. Unter-Abschnitt A enthält die zahlreichen Symbole, die nötig sind. In Unter-Abschnitt B sind die verschiedenen Annahmen für den allgemeinen Fall gegeben, währenddem Unter-Abschnitt C die allgemeinen Gleichungen für Wärmeaustauscher enthält. Im Unter-Abschnitt D sind zusätzliche Gleichungen für einen speziellen Wärmeaustauscher dargestellt; die Gleichungen, die für einen Wärmeaustauscher in einem Gasturbinenkreislauf Gültigkeit haben, befinden sich in Unter-Abschnitt E. Letztere Gleichungen werden dann spezifisch angewendet auf die vorliegenden Kreisläufe in Abschnitt 3.10. und 4.11.

A. Symbole

Index g gasseitig (äußere Rohrseite)
Index L luftseitig (innere Rohrseite)
d_o Außendurchmesser des Rohres (m)
d_i Innendurchmesser des Rohres (m)
P Achsabstand der Rohre (m)
$s = P/d_o$ Teilungsverhältnis



$d_e \equiv \dfrac{4\,f_g}{d_o\,\pi} = d_o\,q_1$ Hydraulischer Durchmesser (m)

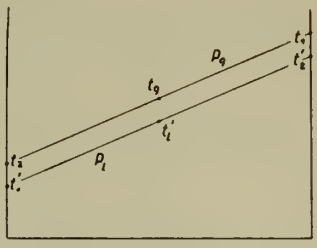
$d_g = \sqrt{\dfrac{4\,f_g}{\pi}} = d_o\,\sqrt{q_1}$ Äquivalentdurchmesser auf Gasseite (m)

$q_1 = f$ (Rohranordnung) = $1{,}1\,s^2 - 1$ für Dreieck-Anordnung

$f_L = \dfrac{d_i^{\,2}\,\pi}{4}$ Rohrquerschnitt — luftseitig (m^2)

$F_L = n f_L$	Totalquerschnitt für Luftströmung (m^2)
$F_g = \frac{n(\xi d_g)^2}{4}$	Totalquerschnitt für Gasströmung (m^2)
ξ	Vergrößerungsfaktor von d_g, falls im Wärmeaustauscher neben den Normalzwischenräumen (Abstand P) noch andere auftreten.
$S_L = d_i \pi L$	Heizfläche pro Rohr, luftseitig (m^2)
$S_{tot} = n S_L$	Totale Heizfläche der Rohre (m^2)
L	Rohrlänge (m)
n	Anzahl Rohre
$G_{r_{tot}}$	Totales Rohrgewicht (kg)
F_{tot}	Total benötigte Querschnittsfläche des Wärmeaustauschers innerhalb des Mantels
$V_L = \frac{G_{oL}}{\gamma_{oL}} = F_L w_{0L} 3600.$	Stündlich durchströmendes Luftvolumen ($N m^3/h$)
$G_L - G_L/s$	durchströmendes Luftgewicht, stündlich und sekündlich (kg/h und kg/s)
$w_L = \frac{G/s}{\gamma_L F_L}$	Luftgeschwindigkeit (m/s)
$w_{0L} = \frac{G/s}{\gamma_{0L} F_L}$	Mittlere Luftgeschwindigkeit bei 0° C und 1,033 ata (m/s)
γ_{0L}	Spezifisches Gewicht der Luft bei 0° C und 1,033 ata (kg/Nm^3)
$\gamma_L = \gamma_{0L} \cdot \frac{T_o}{T} \cdot \frac{p}{p_o}$	bei t_L °C und p ata (kg/m^3)
$c_L = c_{Lp} \gamma_{0L}$	Spezifische Wärme der Luft bei t_L °C und 1,033 ata in $kcal/Nm^3$ °C
c_{Lp}	Spezifische Wärme der Luft bei t_L °C in kcal/kg °C
η_L	Zähigkeit der Luft bei t_L °C und 1 atm ($kg\,s/m^2$) (sozusagen unabhängig vom Druck)
Q	Übertragene Wärmemenge (kcal/h)
p_o	1,033 ata (760 mm Hg – 1 atm)
p_L	Druck der Luft (ata)
Δp_L	Druckverlust auf Luftseite, nur von den Rohren verursacht (at)
$\Delta p_{L\,tot}$	Totaler Druckverlust auf Luftseite (at)
Δh	Gesamtverlust an adiabatischem Turbinengefälle wegen dem Druckverlust im Wärmeaustauscher (kcal/kg)
η_t	Innerer Wirkungsgrad der Turbine
$\kappa = 1{,}39$	Adiabatenexponent
$\frac{\kappa - 1}{\kappa} =$	0,281
t_1', T_1'	Eintrittstemperatur der Luft (°C, °K)
t_2', T_2'	Austrittstemperatur der Luft (°C, °K)
t_1, T_1	Eintrittstemperatur des Gases (°C, °K)

t_2, T_2	Austrittstemperatur des Gases (°C, °K)
$t_L = \frac{t_1' + t_2'}{2}$	Mittlere Lufttemperatur (°C)
Δt_m	Mittlere Temperaturdifferenz (log)
T_g'	Expansions-Endtemperatur bei isentropischer Entspannung (°K)
α_L	Wärmeübergangszahl (kcal/m²h°C)
K	Wärmedurchgangszahl (kcal/m²h°C)



B. Voraussetzungen

a) *Für die allgemeinen Gleichungen*

1. Gegenstrom.

2. Die Druckverluste sollen für den in den Zwischenräumen fließenden Stoff genau so berechnet werden können wie im Innern der Rohre, d.h. wir gehen von der viel gebrauchten Annahme aus, daß $\Delta p = \frac{k}{\sqrt[4]{Re}} \cdot \frac{L}{d} \cdot \gamma \cdot \frac{w^2}{2g}$ sei, wobei d und Re auf den hydraulischen Durchmesser bezogen sind. Es werden also in den folgenden Rechnungen die Druckverluste durch Ein- und Ausströmvorrichtungen und innere Hindernisse nicht berücksichtigt.

b) *Für einen speziellen Wärmeaustauscher (Gas-Luft oder Luft-Luft)*

Zusätzlich zu den unter a) gemachten Voraussetzungen:

3. Die durchströmenden Stoffmengen sollen innerhalb wie außerhalb der Rohre gleich sein. (Für einen geschlossenen Prozeß ist diese Annahme genau erfüllt, falls die Mengenverluste gleich Null sind; beim offenen Prozeß nimmt das Gewicht infolge der Brennstoffeinspritzung um einen vernachlässigbar kleinen Betrag zu).

4. Wir nehmen an, daß der aus der Turbine kommende Stoff (entweder Rauchgas oder Luft) auf der Rohraußenseite durchströme, also daß die zu erhitzende Luft im Innern der Rohre fließe.

5. Die Wärmeübergangszahlen der Luftseite und der Gasseite werden beide auf Grund derselben Gleichung berechnet (CO_2- und H_2O-Gehalt betragen beim offenen Prozeß nur je ungefähr 2% des gesamten Rauchgases und haben somit keinen Einfluß auf die Wärmeübergangszahlen).

c) *Die Allgemeinen Gleichungen für Wärmeaustausch*

Die vom Gas an die Wand abgegebene Wärmemenge Q_g und die von der Luft an der Wand aufgenommene Wärmemenge Q_L seien gleich der vom Gas an die Luft übertragenen Wärme Q. Es ist dann

$$Q_g = Q_L = Q$$

$$Q_g = Q_g\, c_{g\rho}\, (t_1 - t_2) \tag{1}$$

$$Q_L = G_L\, c_{LP}\, (t_2' - t_1') \tag{2}$$

$$Q = G_L\, c_{Lp}\, (t_2' - t_1') = K S_{tot}\, \Delta t_m \tag{3}$$

$$S_{tot} = \frac{G_L\, c_{Lp}\, (t_2' - t_1')}{K\, \Delta t_m} \tag{4}$$

$$\frac{1}{KS} = \frac{1}{\alpha_L S_L} + \frac{\ln d_o/d_i}{\lambda\, 2\pi L} + \frac{1}{\alpha_g S_g}$$

Für dünne Wände:
$$\frac{\ln \frac{d_o}{d_i}}{\lambda\, 2\pi L} \approx 0$$

$$S_L = d_i \pi L \qquad S_g = d_o \pi L$$

Für $S = S_L$ wird $K = K_i$ gesetzt

$$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{\alpha_L} + \frac{1}{\alpha_g} \cdot \frac{d_i}{d_o} = \frac{1}{\alpha_L}\left(1 + \frac{\alpha_L}{\alpha_g} \cdot \frac{d_i}{d_o}\right) \tag{5}$$

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_2') - (t_2 - t_1')}{\ln\left[(t_1 - t_2')/(t_2 - t_1')\right]} \tag{6}$$

Gl. (5) und Gl. (6) in Gl. (4) eingesetzt:

$$S_{tot} = \frac{G_L c_{Lp} (t_2' - t_1')}{\Delta t_m}\left(\frac{1}{\alpha_L} + \frac{1}{\alpha_g}\frac{d_i}{d_o}\right) \tag{7}$$

Anzahl der Rohre:

$$n = \frac{G_L/s}{f_L \gamma_{0L}\, w_{0L}} \tag{8}$$

Länge eines Rohres:

$$L = \frac{S_L}{d_i \pi} = \frac{S_{tot}}{n\, d_i \pi} \tag{9}$$

Druckverlust Δp (Blasius'sche Gleichung (18), gültig bis $Re = 10^5$)

$$\Delta p = \frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}} \frac{L}{d_e} \gamma \frac{w^2}{2g} \tag{10}$$

dabei ist

$$w = \frac{w_0 \gamma_0}{\gamma}$$

$$\gamma = \gamma_0 \cdot \frac{T_o}{T} \cdot \frac{p}{p_o}$$

$$Re = \frac{d_e}{\eta g}\, w_0 \gamma_0 \tag{11}$$

Gl. (10) gibt den Zusammenhang zwischen Δp, w und w_0 (siehe Einfluß auf Gl. (8) und (9)).

Die Gleichungen (1) bis (11) gelten ganz allgemein bei Gegenstrom. Es müssen nur die Voraussetzungen des Absatzes B (a) berücksichtigt werden.

D. Zusätzliche Gleichungen für spezielle Wärmeaustauscher

Gleichung für den Wärmeübergang [19]

$$\alpha = (a + b\,t)\frac{{w_0}^{0,75}}{d^{0,25}} \qquad \begin{array}{l}\text{für Luft und schwache Rauchgase}\\ a = 3{,}55\\ b = 0{,}00168\end{array} \qquad (12)$$

$$\alpha_L = x \cdot \frac{{w_{0L}}^{0,75}}{{d_i}^{0,25}} \qquad \alpha_g = y \cdot \frac{{w_{0g}}^{0,75}}{{d_e}^{0,25}}$$

Gleichung (20) für den Gesamtverlust an adiabatischem Turbinengefälle wegen dem Druckverlust im Wärmeaustauscher:

$$\Delta h = \eta_t \frac{c_p}{\gamma_0} T_g' \frac{\kappa - 1}{\kappa} \left(\frac{\Delta p_L}{p_L} + \frac{\Delta p_g}{p_g} \right) \qquad (13)$$

Mit diesen 13 Gleichungen lassen sich nun die im folgenden Abschnitt wiedergegebenen Berechnungen entwickeln, die für bestimmte Anfangsbedingungen, z. T. in Nomogrammen, dargestellt wurden.

E. Spezielle Gleichungen für Gegenstrom-Wärmeaustauscher (Rekuperator) in Gasturbinen

Setzen wir in Gl. (5) die Ausdrücke für α_L und α_g ein, und beachten wir noch den Zusammenhang von w_{0g} und w_{0L}, so erhalten wir:

$$\frac{\alpha_L}{\alpha_g}\frac{d_i}{d_o} = \frac{x}{y}\left(\frac{w_{0L}}{w_{0g}}\right)^{0,75}\left(\frac{d_e}{d_i}\right)^{0,25}\left(\frac{d_i}{d_o}\right)$$

Aus Annahme unter B (3):

$$u_{0g} = w_{0L}\left(\frac{d_i}{\xi\, d_g}\right)^2 = w_{0L}\left(\frac{d_i}{\xi\, d_o}\right)^2 \frac{1}{q_1} \qquad (14)$$

Daraus ergibt sich:

$$\frac{\alpha_L}{\alpha_g}\frac{d_i}{d_o} = \frac{x}{y}\left(\frac{d_o}{d_i}\right)^{0,75} q_1\, \xi^{1,5}$$

Setzen wir

$$q = \left(\frac{d_o}{d_i}\right)^{0,75} q_1\, \xi^{1,5} \qquad (15)$$

So wird:

$$\frac{\alpha_L}{\alpha_g}\frac{d_i}{d_o} = \frac{x}{y}\,q$$

In Gl. (5) eingesetzt: $$\frac{1}{K_i} = \frac{1}{K \cdot \frac{w_{0L}^{0,75}}{d_i^{0,25}}} \left(1 + \frac{x}{y} q\right)$$

Diese Bezeichnung in Gl. (4) eingesetzt mit:

$$u = \frac{t_2' - t_1'}{\Delta t_m} \frac{1}{x} \left(1 + \frac{x}{y} q\right) \tag{16}$$

ergibt:

$$S_{tot} = \frac{G_L c_{Lp}}{w_{0L}^{0,75}} d_i^{0,25} u \tag{17}$$

Aus früherer Definition:

$$G_L c_{Lp} = n f_L w_{0L} \gamma_{0L} c_{Lp} 3600$$

$$S_{tot} = n d_i \pi L \text{ und } c_{Lp} = \frac{c_L}{\gamma_{0L}}$$

In Gl. (17) eingesetzt ergibt:

$$\frac{L}{d_i^{1,25}} = 900 c_L u w_{0L}^{0,25} \tag{18}$$

Aus der Blasius'schen Gleichung (10) ergibt sich, wenn w, γ und Re durch die bis Gl. (10) angegebenen Beziehungen ersetzt werden, zunächst:

$$\Delta p = \frac{5{,}23}{1000} \frac{(T_1 + T_2) \cdot 10^{-2}}{\frac{p}{p_o}} \gamma_0^{0,75} \eta^{0,25} \frac{L}{d_e^{1,25}} w_0^{1,75} \tag{19}$$

(Für Strömung im Rohr ist $d_e = d_i$ und für Strömung außerhalb ist $d_e = d_o q_1$).

Aus Gl. (19) erhält man für Luft wenn man Gl. (5) einsetzt:

$$\Delta p_L = 4{,}71 \frac{(T_1' + T_2') \cdot 10^{-2}}{\frac{p_L}{p_o}} c_L \gamma_0^{0,75} \eta_L^{0,25} u w_{0L}^2 \tag{20}$$

Um die folgende Beziehung zwischen Δp_g und Δp_L zu vereinfachen, ist zu bemerken, daß:

$$\left(\frac{d_i}{d_e}\right)^{1,25} \left(\frac{w_{0g}}{w_{0L}}\right)^{1,75} = \left(\frac{d_i}{d_o q_1}\right)^{1,25} \left[\left(\frac{d_i}{\xi d_o}\right)^2 \frac{1}{q_1}\right]^{1,75} = \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^{4,75} \frac{1}{\xi^{3,5}} \frac{1}{q_1^3}$$

Dies mit Gl. (19) zusammen:

$$\frac{\Delta p_g}{\Delta p_L} = \frac{T_1 + T_2}{T_1' + T_2'} \frac{p_L}{p_g} \left(\frac{\eta_g}{\eta_L}\right)^{0,25} \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^{4,75} \frac{1}{q_1^3 \xi^{3,5}} \tag{21}$$

Darin ist ξ ein Vergrößerungsfaktor (siehe Aufzählung der Symbole). Wenn die Rohre regelmäßig im Gehäuse angeordnet sind, nimmt dieser Faktor mit wachsender Rohrzahl ab. Wenn ein Raum zwischen Gehäuse und der äußer-

sten Reihe der Rohre auftritt, werden Platten eingebaut, so daß die Strömung nur durch die Rohre stattfindet. Dann sind die ξ-Werte und ihre Potenzen gleich Eins.

Aus Gl. (13) erhält man:

$$\Delta p_L = \frac{\Delta h}{\eta_t \frac{c_g}{\gamma_0} T_g' \frac{\kappa - 1}{\kappa} p_o \left(\frac{1}{p_L} + \frac{\Delta p_g}{\Delta p_L} \cdot \frac{1}{p_g} \right)} \tag{22}$$

Aus der Gl. (22) ergibt sich, bei gegebenem Δh, Δp_L wenn $\frac{\Delta p_g}{\Delta p_L}$ aus Gl. (21) eingesetzt wird. Aus Gl. (20) können wir dann w_{0L} berechnen, wenn u bekannt ist.

Anzahl der Rohre:

$$n = \frac{G_L/s}{\frac{d_i^2 \pi}{4} \gamma_{0L} w_{0L}} \tag{23}$$

Totaler Querschnitt

$$F_{tot} = n \frac{d_o^2 \pi}{4} + F_g = n \frac{d_o^2 \pi}{4} (1 + \xi^2 q_1)$$

n aus Gl. (23) eingesetzt gibt:

$$F_{tot} = \frac{G_L/s}{\gamma_{0L}} \left(\frac{d_o}{d_i} \right)^2 (1 + \xi^2 q_1) \frac{1}{w_{0L}} \tag{24}$$

Totales Rohrgewicht:

$$G_{r_{tot}} = (d_o^2 - d_i^2) \frac{\pi}{4} n L \gamma_{Rohr} \tag{25}$$

Die Gleichungen (15), (16), (18) und (20) bis (25) werden für die nun folgenden Berechnungen der Wärmeaustauscher im offenen und im geschlossenen Kreislauf angewandt.

4.11. Wärmeaustauscher des geschlossenen Kreislaufes

Aus dem berechneten Kreislauf sind folgende Größen bestimmt worden (siehe Abschnitt 4.3.)

$G_L = 64$ kg/s
$H_{iT} = 65{,}3$ kcal/kg
$\eta_T = 0{,}90$
$T_g' = 647°\text{K}$

$p_g = 7{,}15$ ata
$p_L = 29{,}56$ ata
$\eta_R = \frac{356 - 101}{401 - 101} = 0{,}85$

Die fehlenden Berechnungsgrößen sind somit:

$$t_L' = 288{,}5\,^\circ\mathrm{C} \qquad \frac{p_L}{p_o} = 28{,}6$$

$$t_g = 273{,}5\,^\circ\mathrm{C} \qquad \frac{p_L}{p_g} = 4{,}13$$

$$T_1' + T_2' = 1003\,^\circ\mathrm{K} \qquad \gamma_{0L} = 1{,}293\ \mathrm{kg/Nm^3}$$

$$T_1 + T_2 = 1093\,^\circ\mathrm{K} \qquad \eta_L = 2{,}76 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{kg\,s/m^2}$$

$$t_2' - t_1' = 255\,^\circ\mathrm{C} \qquad \eta_g = 2{,}93 \cdot 10^{-6}\ \mathrm{kg\,s/m^2}$$

$$x = 3{,}934 \qquad \gamma_L = 20{,}1\ \mathrm{kg/m^3}$$

$$y = 4{,}01 \qquad \gamma_g = 4{,}47\ \mathrm{kg/m^3}$$

$$x/y = 0{,}98$$

$$\Delta t_m = 45\,^\circ\mathrm{C}$$

$$c_L = 0{,}320\ \mathrm{kcal/Nm^3\,^\circ C}$$

Setzt man diese bekannten Größen und Werte in die allgemeinen Gleichungen unter Abschnitt 4.10. ein, so erhält man folgende Gruppe spezieller Gleichungen:

Annahme von $\xi = 1$, so daß

$$q = \left(\frac{d_o}{d_i}\right)^{0{,}75} q_1 \tag{15a}$$

In die allgemeinen Gleichungen eingesetzt ergibt:

$$u = 1{,}436 + 1{,}41\,q \tag{16a}$$

$$\Delta p_L = 0{,}026\,u\,{w_{0L}}^2 \tag{20a}$$

$$\frac{\Delta p_g}{\Delta p_L} = 4{,}5\left(\frac{d_i}{d_o}\right)^{4{,}75} \frac{1}{{q_1}^3} \tag{21a}$$

$$\Delta p_L = \frac{\Delta h}{43{,}8\left(\frac{1}{29{,}56} \cdot \frac{\Delta p_g}{\Delta p_L} \cdot \frac{1}{7{,}15}\right)} \tag{22a}$$

Setzt man Gl. (21a) in Gl. (22a) ein, erhält man:

$$\Delta p_L = \frac{\Delta h}{1{,}483 + 27{,}6\left(\frac{d_i}{d_o}\right)^{4{,}75} \frac{1}{{q_1}^3}} \tag{22aa}$$

Aus Gl. (22aa) und Gl. (20a) ist es möglich w_{0L} zu berechnen:

$$\frac{L}{{d_i}^{1{,}25}} = 288\,u\,{w_{0L}}^{0{,}25} \tag{18a}$$

$$n = \frac{63}{{d_i}^2\,w_{0L}} \tag{23a}$$

$$F_{tot} = 49{,}5 \left(\frac{d_o}{d_i}\right)^2 (1+q_1) \frac{1}{w_{0L}} \tag{24a}$$

$$G_{r_{tot}} = (d_o^2 - d_i^2) \frac{\pi}{4} n L \gamma_{Rohr} \tag{25a}$$

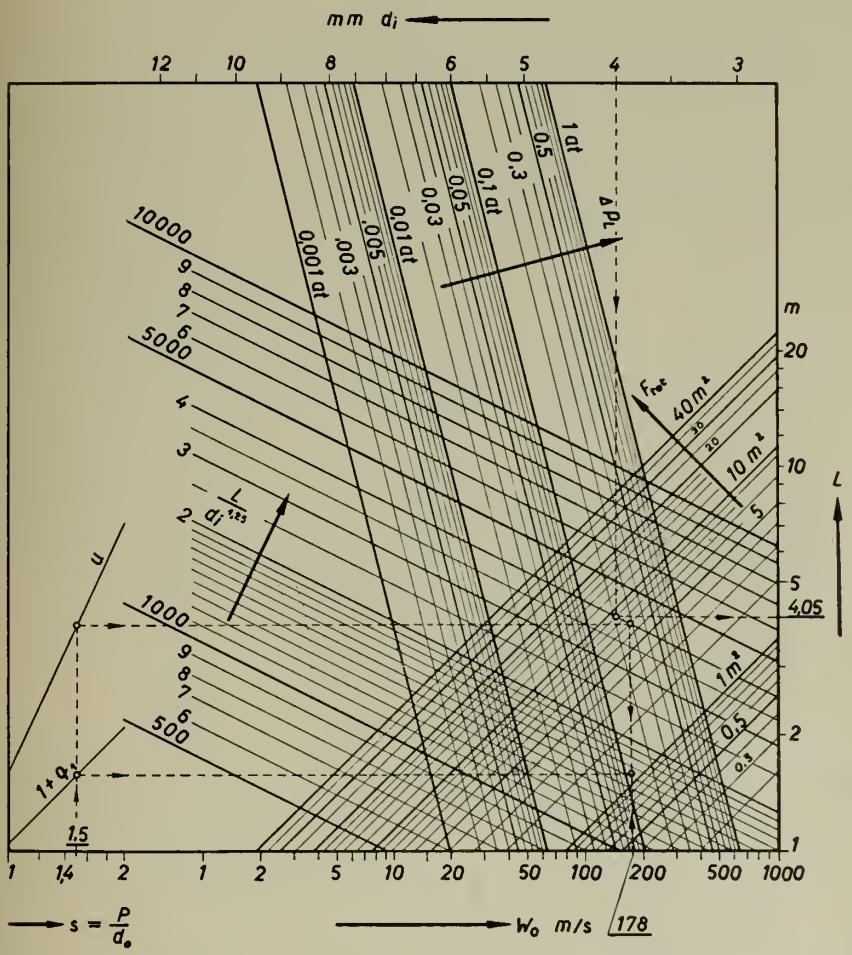


Abb. 19. Nomogramm für den Wärmeaustauscher des geschlossenen Kreislaufes. Dies zeigt eine Reihe von Lösungen für den gerechneten Kreislauf nach Abschnitt 4.3. Man kann beispielsweise annehmen, daß der adiabatische Gefällsverlurt der Turbine infolge Druckverlust im Wärmeaustauscher 2% betrage; aus Gl. 22aa erhält man $\Delta p_L = 0{,}294$ at. Geht man nun in die Kurven mit dem Wert $s = 1{,}5$ und sucht den Schnitt der Horizontalen von der u-Kurve aus mit $\Delta p_L = 0{,}294$ auf, so erhält man $w_{0L} = 178$ m/s und $L/d_i^{1,25} = 4000$; aus diesen Werten kann $L = 4{,}05$ m gefunden werden, indem man eine Vertikale durch $d_i = 4$ mm zieht. Der Schnitt der Horizontalen von der $1+q_1$-Kurve aus mit der w_{0L}-Vertikale gibt $F = 2{,}05$ m².

Unter der Annahme, daß $d_o/d_i = 1{,}25$ und unter den Voraussetzungen von Abschnitt 4.10. wurden dann die obigen Gleichungen benützt, um das Nomogramm in Abb. 19 aufzustellen. Mit diesem Nomogramm kann eine Reihe von Wärmeaustauschern für diesen bestimmten geschlossenen Kreislauf berechnet werden. Zunächst wird angenommen, daß mit $d_o/d_i = 1{,}25$, $d_o = 5$ mm; woraus $d_i = 4$ mm.

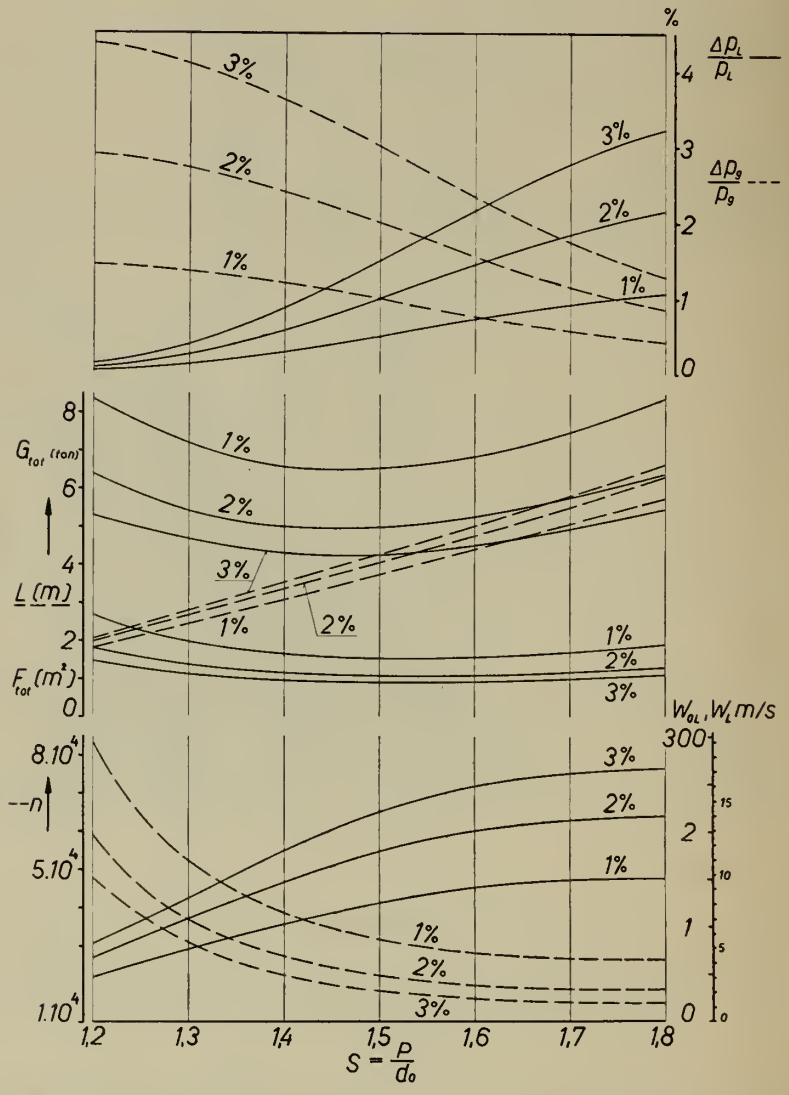


Abb. 20. Wärmeaustauscher-Kennlinien für geschlossenen Kreislauf. Optimaler Rohrabstand ergibt sich zu $s = 1{,}5$, wofür Gewichts- und Raumansprüche am kleinsten werden.

Setzt man verschiedene Werte für Δh (1%, 2% und 3% von H_{iT}) und für das Teilungsverhältnis ($s = 1{,}2$ bis $1{,}8$) in Gl. (22aa) ein, so erhält man eine Reihe verschiedener Werte für Δp_L. Sucht man das gewünschte Teilungsverhältnis (s) in Abb. 19 auf, so ist es möglich, die Werte von w_{0L}, $L/d^{1{,}25}$, L, F_{tot}, n und $G_{r_{tot}}$ zu bestimmen, welche sich aus den Gleichungen (20a), (18a), (24a), (23a) und (25a) ergeben. Diese Resultate ergeben die Grundlagen für die Kennlinien des Wärmeaustauschers des geschlossenen Prozesses; sie sind in Abb. 20 dargestellt. Es ist aus diesen Kennlinien leicht ersichtlich, daß das optimale Teilungsverhältnis 1,5 beträgt, wobei Gewichts- und Raumansprüche ein Minimum darstellen.

Wenn man annimmt, daß der adiabatische Enthalpieverlust zufolge Druckverlust 2% ausmacht, so erhält man einen Wärmeaustauscher mit folgenden Kenngrößen:

Teilungsverhältnis (s) = 1,5
Anzahl Rohre (n) = 22100
Luftgeschwindigkeit im Rohr w_L = 11,5 m/s
w_{0L} = 178 m/s
Gesamtquerschnitt innerhalb des Gehäuses (F_{tot}) = 1,1 m²
Rohrlänge (L) = 4,05 m
Gesamtgewicht der Rohre ($G_{r_{tot}}$) = 4,97 Tonnen
Druckverlust innerhalb der Rohre (Δp_L) = 1% des jeweiligen Druckes
Druckverlust außerhalb der Rohre (Δp_g) = 2% des jeweiligen Druckes

4.12. Zwischen- und Vorkühler

A. Symbole

Es gelten die gleichen Symbole wie unter Abschnitt 4.10.; dazu kommen folgende Ausnahmen und Zusätze (siehe Abb. 21).

Index w	Wasserseitig (im Rohr)
Index L	Luftseitig (um das Rohr)
Index W	Rohrwand
Index m	Mittelwert
Index q u. T	Quer und längs der Röhre
d_a	Rohrrippendurchmesser (m oder mm)
d_e	Hydraulischer Durchmesser ($d_e = d_i$)
r_e	Hydraulischer Radius (m oder mm)
Q	Wärmemenge (kcal/s)
c_p	Spezifische Wärme der Luft bei t°C (kcal/kg °C)
G	Sekündliches Luftgewicht (kg/s)

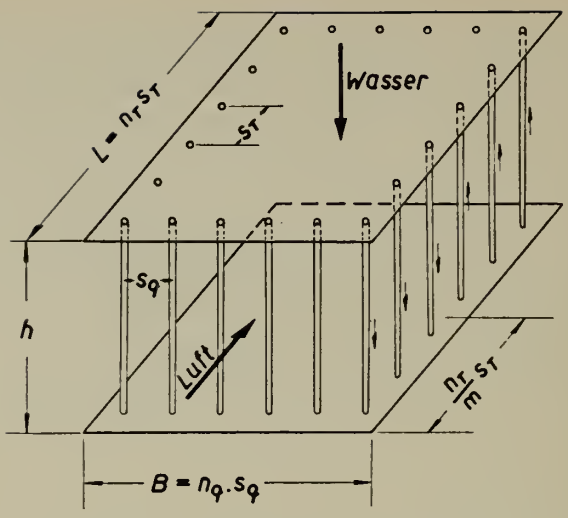


Abb. 21. Schematische Darstellung des Kastens für Zwischen- und Vorkühler.

Δt	Temperaturunterschied (°C)
t_1	Wassereintrittstemperatur (°C)
t_2	Wasseraustrittstemperatur (°C)
α	Wärmeübergangszahl (kcal/m² h °C)
K	Wärmedurchgangszahl (kcal/m² h °C)
n	Anzahl der Rohre pro Reihe
δ	Dicke der Schmutzschicht (mm)
λ	Wärmeleitzahl der Schmutzschicht (kcal/m h °C)
f_w	Innerer Rohrquerschnitt (m²)
f_w^*	Effektiver Rohrquerschnitt (m²). Wegen der Verschmutzung ist dieser kleiner als f_w
$f_L = B\,h$	Anströmquerschnitt der Luft (m²) — bezogen auf ein leeres Gefäß
S_L	Heizfläche pro Rohr luftseitig (m²) — Rippenfläche nicht inbegriffen
R	Gaskonstante (m/°C)
h	Rohrhöhe (m)
L	Kühlerlänge (m)
B	Kühlerbreite (m)
m	Anzahl Wasserwege
k	Rauhigkeit im Rohr (geschätzt zu 0,3 mm)
w_w	Wassergeschwindigkeit (m/s)
w_L	Luftgeschwindigkeit (m/s), bezogen auf den Anströmquerschnitt

$\gamma_L = \frac{p}{RT}$	Spezifisches Gewicht der Luft bei t °C und p ata (kg/m³)
γ_w	Spezifische Wärme des Wassers (1000 kg/m³)
p	Druck (ata)
Δp	Druckgefälle (at)
Re	Reynods'sche Zahl
Pr	Prandtl'sche Zahl
Nu	Nusselt'sche Zahl

B. Annahmen

1. Kreuzstrom. Die Luft wird einmal über die Rippen geführt und das Wasser wird mehrere Male parallel durch die Röhre geführt. Die Wirksamkeit der Rippenrohre kann nur mit Kreuzstrom erreicht werden.
2. Standardrippenrohre; $d_o = 12{,}7$ mm, $d_i = 10{,}3$ mm, $d_a = 29$ mm, 10 Rippen pro Zoll, $s_q = 2{,}36$ und $s_T = 2{,}68$.
3. Kühler. In 2 gleichen, parallel geschalteten Teilen ausgeführt. Vielleicht stellt dies von Raum und Gewicht aus gesehen eine unnötige Verfeinerung (ungefähr 30% mehr gegenüber einem einteiligen Kühler) dar. Aber sie gibt die Möglichkeit von Reparaturen und Reinigungsarbeiten bei Teillast, wenn nötig.
4. Nach einer gewissen Zeit wird eine wasserseitige Verschmutzung stattfinden. In den Berechnungen ist die Dicke der Schmutzschicht auf $\delta = 0{,}3$ mm und ihre Wärmeleitzahl auf $\lambda = 2$ kcal/m h °C geschätzt worden.
5. Alle Daten, wie Reynolds'sche Zahl und Wärmeübergangszahlen, sind auf den äußeren Rohrdurchmesser (d_o) bezogen, weil sie damit direkt aus den Versuchswerten von Escher-Wyss AG. genommen werden konnten.
6. Die verwendete Luftgeschwindigkeit ist eine theoretische, bezogen auf den Anströmquerschnitt des Gefäßes ($w_L = G/\rho \cdot f_L$), was eine Anpassung an die Versuchswerte erlaubt.
7. Die wasserseitigen Druckverluste im Zwischen- und Vorkühler sollen ungefähr gleich sein, um Drosselventile zu vermeiden, wenn sie alle parallel geschaltet sind.
8. Die Wärmeleitfähigkeit der Rohrwand wird unendlich groß angenommen.

C. Besprechung der Theorie

Die weiter unten dargestellten Berechnungen verlangen eine eingehende Behandlung um eine optimale Kühlergröße und vernünftige Druckverluste zu erhalten. Es ist auch vernünftig ungefähr die gleiche Rohrzahl (abhängig von Teilungsverhältnis) in der Längs- und Querrichtung anzunehmen, um einen

viereckigen Kasten auf der Wasserseite anzunähern; dabei werden die Rohre in das kleinstmögliche Gehäuse eingebaut.

Wenn einmal eine grundsätzliche Annahme der Werte von $\Delta p_L/p_L$ und Δt_w gemacht ist, so steht die Kühlerform mehr oder weniger fest. Die einzige weitere Annahme besteht in der ungefähren Wassergeschwindigkeit (w_w); diese ist in Gl. (6), bzw. Gl. (10) eingesetzt, um α_w bzw. Δp_w zu berechnen. Die ζ_w-Werte in Gleichung (10) stammen aus Versuchen von *Nikuradse* [22], der ζ_w in Funktion der Reynolds'schen Zahl und der relativen Rauhigkeit (k/r_e) ermittelt hat. Der ungefähr angenommene Wert von w_w wird später bestätigt.

Bei der Annahme von $\Delta p_L/p_L$ muß berücksichtigt werden, daß der Wärmeübergang mit dem Druck zunimmt. Der Druck im Zwischenkühler ist größer als im Vorkühler, was u.a. einen besseren Wärmedurchgang im Zwischenkühler zur Folge hat. Es wird deshalb der absolute Druckabfall im Zwischenkühler kleiner sein und demnach, a fortiori, ein viel kleinerer prozentueller Druckverlust $\Delta p_L/p_L$ erreicht (siehe Abs. E). Die Annahme von $\Delta p_L/p_L$ legt alle anderen luftseitigen Kenngrößen fest, weil dadurch f_L, Re, w_L und α_L beeinflußt werden.

Der Wert von Δt_w beeinflußt den wasserseitigen Druckabfall, weil G_w und somit indirekt w_w festgelegt wird. Es ist notwendig den Berechnungsgang mit einer Reihe von Δt_w-Werten anzufangen. Aus diesen ergibt sich eine Reihe von Rohrlängen und Druckabfällen. Der günstigste Δt_w-Wert, der den Bedingungen genügt, wird dann gewählt und in die endgültige Berechnung eingesetzt. Zu bemerken ist, daß die Druckabfälle beider Kühler angenähert gleich sein sollten. Eine Reihe von Werten wird auch für m probeweise gewählt, um die bestmögliche Form zu erzielen.

Die Größe G_L/f_L ist als Variable gewählt worden, weil damit eine rasch konvergierende iterative Berechnung ermöglicht wird.

D. Theorie

Die Wärmebilanz sieht folgendermaßen aus:

$$Q_L = Q_w = Q$$

oder

$$Q = G_L c_p \Delta t_L = G_w \Delta t_w \tag{1}$$

Die notwendige Heizfläche beträgt:

$$S_L = \frac{3600\,Q}{K\,\Delta t_m} = \frac{3600\,Q}{\alpha_L\,\Delta t_{L-W}} = n_q n_T h \pi d_o \tag{2}$$

worin

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_L} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_W} \tag{3}$$

(dabei ist α_w auf d_o bezogen) und dem log der mittleren Temperaturdifferenz:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2) - (t_2' - t_1)}{\ln \frac{t_1' - t_2}{t_2' - t_1}} \tag{4}$$

Die luftseitige Reynolds'sche Zahl ist:

$$R_e = \frac{w\, d\, \gamma}{g\, \eta} = \frac{d}{g\, \eta} \frac{G}{f} \tag{5}$$

worin η und γ aus der mittleren Lufttemperatur berechnet sind. Die wasserseitige Wärmeübergangszahl [19b] berechnet sich zu:

$$\alpha_w = 2030 \frac{w^{0,85}}{d_i^{0,1}} (1 + 0{,}014\, t_{w_m}) \tag{6}$$

Die Prandtl'sche Wärmeüberlegung [21] liefert:

$$Nu = \frac{1}{8} \zeta_L \frac{Pr\, Re}{b} \tag{7}$$

worin ζ_L eine Reibungszahl und b eine Ausnutzungszahl darstellen, welche auf Re bezogen; für jeden neuen Fall müssen beide, besonders bei Rippenrohren, aus Versuchen bestimmt werden. Wenn die Werte für Nu, Pr und Re in Gl. (7) eingesetzt werden, wird die luftseitige Wärmeübergangszahl:

$$\alpha_L = \frac{1}{8} \frac{\zeta_L}{b} c_p \frac{G_L}{f_L} \tag{8}$$

Das luftseitige Druckgefälle beträgt:

$$\Delta p_L = \zeta_L n_T \frac{\gamma_L w_L^2}{2g} \tag{9}$$

Das wasserseitige Druckgefälle [18] ist:

$$\Delta p_w = m \zeta_w \frac{h}{d_e} \frac{\gamma_w w_w^2}{2g} + 0{,}8 \frac{\gamma_w w_w^2}{2g} \tag{10}$$

dabei ist ζ_w die wasserseitige Reibungszahl und der zweite Ausdruck berücksichtigt Eintritts- und Austrittsverluste.

Die sekündliche Luftmenge ist:

$$G_L = f_L w_L \gamma_L \tag{11}$$

Setzt man w_L aus Gl. (9) in Gl. (11) ein, so erhält man:

$$\frac{G_L}{f_L} = w_L \gamma_L = \frac{p}{\sqrt{\frac{R\, T\, \zeta_L n_T}{2 \frac{\Delta p_L}{p_L} g}}} \tag{12}$$

Zunächst dividiert man Gl. (1) durch Gl. (2) und setzt den α_L-Wert aus Gl. (8) ein, so daß

$$\zeta_L n_T = \frac{\Delta t_L}{\Delta t_{L-W}} s_q \frac{8b}{\pi} \tag{13}$$

Es folgt:

$$\frac{G_L}{f_L} = \frac{p}{\sqrt{\frac{4}{\pi} s_q \frac{R T \Delta t_L}{\frac{\Delta p_L}{p_L} g} \frac{b}{\Delta t_{L-W}}}} \tag{14}$$

Anzahl der Rohre in der Querrichtung:

$$n_q = \frac{G_w}{\frac{n_T}{m} f_w^* w_w} \tag{15}$$

Die Anwendungsmethode der obigen Gleichungen ergibt sich aus der Tabelle der Resultate.

E. Resultate

Diese sind für eines der beiden gleichen parallel geschalteten Kühlaggregate.

			Zwischenkühler	Vorkühler
Bekannt	$G_L/2$	(kg/s)	32	32
	p_L	(ata)	14,35	7,08
	t_1'	(°C)	98	146
	t_2'	(°C)	20	20
	Δt_L	(°C)	78	126
	t_1	(°C)	15	15
Angenommen, aber später kontrolliert	t_2	(°C)	23	25
	Δt_w	(°C)	8	10
Gl. (1)	Q	(kcal/s)	614	984
Gl. (1)	$G_w/2$	(kg/s)	76,7	98,4
Gl. (4)	Δt_m	(°C)	25,8	36,4
Angenommen, aber verifiziert	w_w	(m/s)	2,95	3,02
Gl. (6)	α_w	(kcal/m² h °C)	7950	8040
Gl. (9)	$\Delta p_L/p_L$	(%)	0,29	1,22
Gl. (14)	$G/2f$	(kg/s m²)	25,6	32,4
Gl. (5)	Re_L		$2{,}27 \cdot 10^4$	$1{,}96 \cdot 10^4$
Aus den Versuchen	ζ_L		2,65	2,78
	b		2,46	2,45

			Zwischenkühler	Vorkühler
Gl. (8)	α_L	(kcal/m²h°C)	4280	4050
Gl. (3)	K	(kcal/m²h°C)	1962	1917
Gl. (14)	f_L	(m²)	0,90	0,99
Gewählt	m		4	4
Gl. (15)	n_q		39	44
Gl. (13)	n_T		36	40
$B = s_q n_q$	B	(m)	1,17	1,32
$h = f_L/B$	h	(m)	0,77	0,75
$L = S_T n_T$	L	(m)	1,22	1,36
Gl. (2)	S_L	(m²)	43,2	51,8
Gl. (5)	Re_w		$2{,}84 \cdot 10^4$	$2{,}91 \cdot 10^4$
Aus den Nikuradse-Kurven	ζ_w		0,059	0,059
Gl. (10)	Δp_w	(at)	1	1

4.13. Hilfsanlagen

Neben den obigen Hauptteilen muß die geschlossene Anlage auch folgende Hilfsmaschinen aufweisen:

1. *Luftspeicher*

Die Größe des Luftspeichers für eine bestimmte Anlage hängt von der gewünschten Aufladezeit ab. Für ein Frachtschiff, das meistens mit konstanter Geschwindigkeit fährt, sollte der Luftspeicher einen Inhalt von nur ungefähr der Hälfte des Luftgewichtes der ganzen Anlage haben.

Eine Anlage von 8500 WPS weist einen totalen Inhalt von ca. 200 kg Luft auf. Wenn der Luftspeicher die Hälfte dieses Inhalts aufweisen soll, so braucht er ein Volumen von 2,15 m³ bei 40 ata; dieses Volumen entspricht einer ungefähren Länge von 2,5 m und einem Durchmesser von 1,0 m. Es ist zu bemerken, daß, je länger der Speicher, desto kleiner die Wanddicke wird.

2. *Zwei Zusatzkompressoren*

Diese Kompressoren laden den Speicher auf und kompensieren auch den Luftverlust durch Undichtheit. Sie haben jeder eine Leistung von ca. 50 PS und können zusammen eine Menge von ca. 7 kg/min verdichten.

Mittels beider Zusatzkompressoren und dem Luftspeicher kann die Anlage im Notfall in ca. 15 Minuten aufgeladen werden, sofern sie schon vorgewärmt wurde.

3. *Zwei Dampfanwurfturbinen*

Die Anlage weist zwei Anwurfturbinen mit Dampfantrieb auf; eine um die Aufladegruppe anzuwerfen und die andere, für die Hauptkompressorengruppe. Angenommen, daß die Anwurfturbinen eine Leistung von ungefähr 4% der Gesamtleistung besitzen müssen, wird die Anwurfturbine der Aufladegruppe eine Leistung von ca. 100 WPS haben und die der Hauptkompressorengruppe ca. 350 WPS (siehe Abs. 5.3. für Besprechung des Dampfkessels). Dabei ist vorausgesetzt, daß jede Maschine mechanische Verluste von 2% erleidet; dies ist vorsichtig genug geschätzt, besonders für größere Anlagen.

4.14. Zusammenfassung

Aus den Berechnungen der Druckverluste in den Hauptteilen der Anlage ergibt sich, daß die ursprünglichen Annahmen der Druckverluste, wie in Abs. 4.3. dargestellt, zu hoch waren. Aber, wie früher erwähnt, ist das Ziel nicht eine Anlage mit höchstem Wirkungsgrad zu entwerfen, sondern die Entwurfsmethode mit entsprechenden Problemen darzustellen.

Eine Neuberechnung der Anlage mit den gerechneten Druckverlusten und einer Rekuperatorwirksamkeit von 0,90, statt 0,85, gibt einen Wirkungsgrad von 31,6%.

Es ist klar, daß der größte Nachteil der geschlossenen Anlage im Lufterhitzer und der zugehörigen Aufladegruppe liegt. Der Lufterhitzer hat nicht nur einen relativ niedrigen Wirkungsgrad, sondern benötigt eine zusätzlich eingebaute Leistung von 4400 WPS, wobei noch 100 WPS für die Anwurfturbine zugezählt werden müssen; dies entspricht 53% der Nutzleistung. Trotz diesem Nachteil wird der Gesamtwirkungsgrad der geschlossenen Anlage, bei den heute zulässigen Temperaturen, denjenigen der offenen Anlage übertreffen. Auf diesem Gebiete wird die Entwicklung [7] eines Strahlungslufterhitzers, ohne Umwälzung und Aufladung, wie in Abs. 4.6. erwähnt, den größten Fortschritt bringen.

Auf Grund einer groben Abschätzung werden die Gewichte der Anlage ungefähr wie folgt:

Turbinen und Kompressoren	15	Tonnen
Lufterhitzer und Aufladegruppe. . .	43	,,
Wärmeaustauscher (Rekuperator) . .	25	,,
Zwischen- und Vorkühler.	18	,,
Anwurfturbinen	1	,,
Schmieröl- und Kühleinrichtungen. .	15	,,
Totales Gewicht	117	,,
Gewicht pro WPS	14	kg/WPS

Dieses Totalgewicht ist wesentlich kleiner als das der entsprechenden Dampfanlage, welches sich nach Abs. 2.3. zu 241 Tonnen ergab.

V. Anordnung der Maschinen in einem C-3-Frachtschiff

5.1. Propeller

Wie in Abschnitt 1.5. erwähnt, ist der Verstellpropeller in diesem Fall als Lösung des Rückwärtsproblems der Gasturbine gewählt worden. Es gibt verschiedene andere Möglichkeiten, um dieses Problem zu lösen; sie verlangen aber mehr Kompromisse [23] als der Verstellpropeller. Somit verspricht heute der Verstellpropeller die beste Lösung. Die Gegner des Verstellpropellers führen dessen schlechten Wirkungsgrad und dessen Konstruktionsschwierigkeiten als Hauptnachteile ins Feld. Neuere Entwicklungen und Versuche [24] beweisen aber, daß der Wirkungsgradverlust fast vernachlässigbar klein ist (siehe Abs. 1.4.); dies, weil der Schlupfkoeffizient mit der größeren Propellernabe nicht abnimmt. Ferner zeigen Kaplanturbinen [25], daß keine Konstruktionsschwierigkeit auftreten sollte. Die einzige Schwierigkeit besteht in der Befestigung der Schraubenblätter in der Nabe, weil die Fliehkraft einen großen Teil der Totalkraft auf die Schaufeln ausmacht.

5.2. Reduktionsgetriebe

Eine andere wichtige Frage besteht in der Übertragung der Leistung von der raschlaufenden Turbine (9000 U./m) auf die langsamlaufende Propellerwelle (ca. 80 U./m). Obwohl das Reduktionsverhältnis groß ist, zeigen Abb. 22 und Tafel V, daß die Übertragung möglich ist. Das gewählte Reduktionsgetriebe enthält Maag-Zahnräder mit einem hohen Zahnbelastungskoeffizienten (K), der jedoch innerhalb der Lloyds-Vorschriften liegt. Obwohl die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der ersten Übersetzung hoch erscheint, stimmt dieser Wert mit den heute üblichen überein.

Eine sehr wichtige Eigenschaft ist das relativ niedrige Gewicht der Getriebe. Die Zahnräder, die zur Zeit in einem C-3-Frachtschiff mit Dampfturbinenantrieb installiert sind, wiegen ca. 75 Tonnen, d. h. mehr als das Doppelte des vorgeschlagenen Maag-Getriebes (35 Tonnen). Es ist somit eine Möglichkeit vorhanden, für alle Schiffe das große Totalgewicht von Welle und Propeller sowie Getriebe herabzusetzen, besonders dort wo Verstellpropeller verwendet werden. Damit kann ferner das Gesamtgewicht der Gasturbinenanlage stark reduziert werden, weil das Reduktionsgetriebe den größten Anteil am Gesamtgewicht innehat.

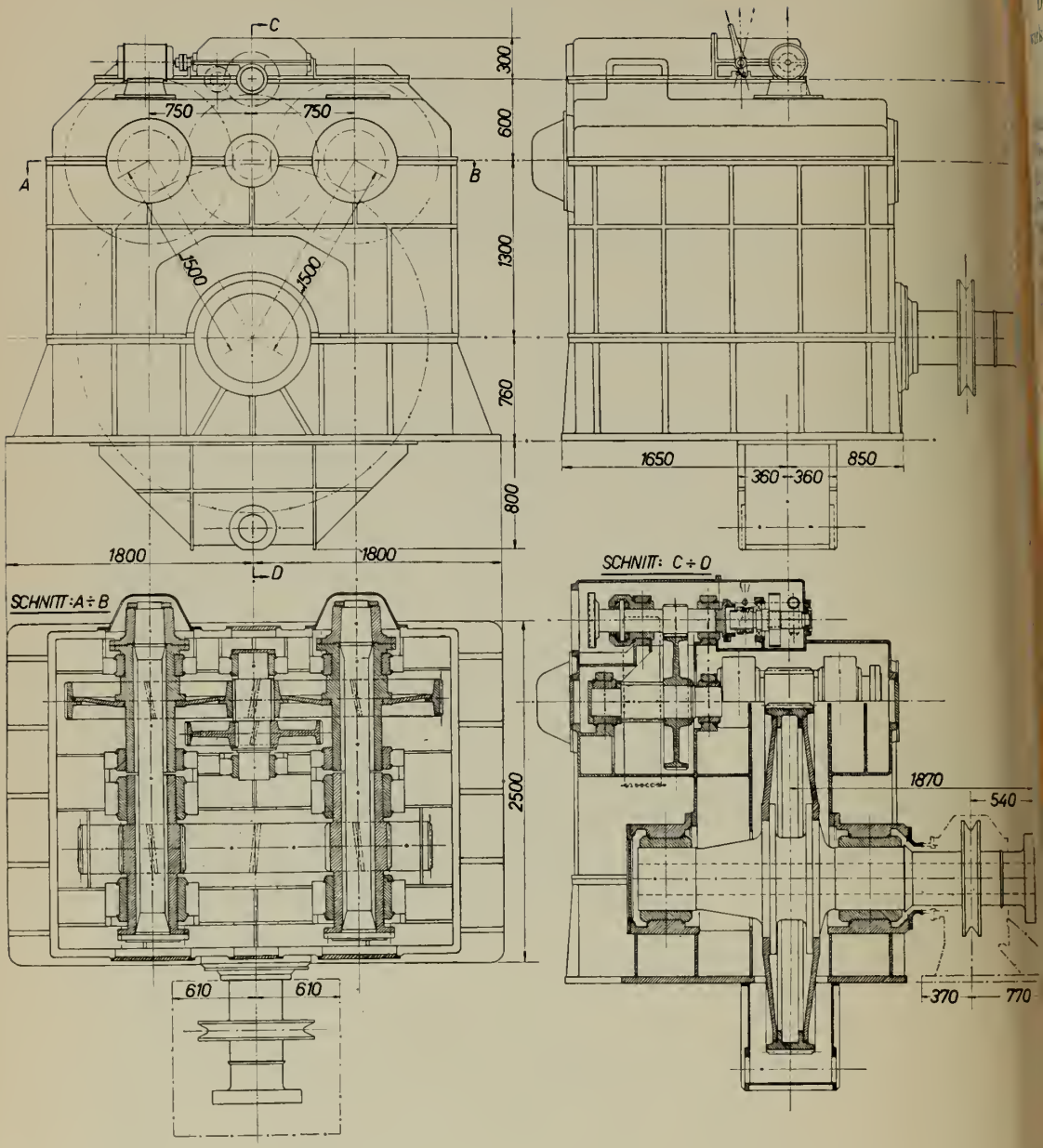


Abb. 22. Reduktionsgetriebe für ein C-3-Frachtschiff. Alle Charakteristiken dieser Getriebe sind in Tafel 5 dargestellt.

Tafel V. Reduktionsgetriebe

Dreistufiges Getriebe von 9000 U./m auf 80 U./m, 8500 WPS, Getriebewirkungsgrad $\eta_z = 0{,}97$, Totalgewicht = 35 Tonnen.

	1. Stufe	2. Stufe	3. Stufe
Achsabstand der Räder (mm)	600	750	1500
Übersetzungsverhältnis	4,4	4,5	5,7
Leistung (PS)	8500	4250 (×2)	4250 (×2)
Drehzahlverhältnis	9000/2050	2050/456	456/80
Durchmesser (mm)	222/978	273/1227	448/2552
Mittlere Umfangsgeschwindigkeit (m/s)	104	29,5	10,7
Gesamtbelastung (kg)	6150	10800	29800
Zahnradbreite (mm)	180	270	360
Belastung pro Einheitsbreite (kg/cm)	342	400	830
Belastungskoeffizient-K (nach Lloyds)	1,88	1,8	2,175
Anzahl Zähne	35/154	37/166	29/165
Zähneteilung (mm)	20	23,2	48,7
Zahnbelastung (kg/cm²)	1980	2000	2000
Steigungswinkel	12°	10°	6°

5.3. Anordnung der Maschinen

Wie in Abb. 22a gezeigt, sind die Abmessungen des Maschinenraumes, die eine Dampfanlage in einem C-3-Frachtschiff in Anspruch nimmt, reichlich genügend, um eine Gasturbinenanlage darin unterzubringen.

Ein wichtiges Problem ist die Wahl des Generatorenantriebes; diese können einen Diesel-, Gasturbinen- oder Dampfantrieb aufweisen. Da Dampf sowieso auf einem Schiff für viele Zwecke benötigt wird, liegt die beste Lösung darin, die Generatoren und Anwurfturbinen mit Dampf anzutreiben. Dies hat den Vorteil, daß die sonst nötigen elektrischen Anwurfmotoren für die Gasturbinenanlage durch Dampfturbinen ersetzt werden können; die Dampfturbinen beanspruchen weniger Raum und können zudem besser als elektrische Motoren überbelastet werden. Der Hilfskessel ist nach Abb. 22a so plaziert, daß der bestehende Kamin benützt werden kann.

Der Rekuperator liegt auf der Verlängerung der ND-Turbinenachse, eine Anordnung, welche nicht nur den in Anspruch genommenen Raum reduziert, sondern auch Leitungen und zugehörige Verluste auch reduziert.

Alle Maschinen sind auf der gleichen Höhe montiert, und womöglich wurden die Leitungen unten durchverlegt, was einen leichteren Zugang zu den verschiedenen Einheiten für Kontroll- und Reparaturzwecke erlaubt.

Die Zwischen- und Vorkühler wurden als Doppeleinheiten entworfen, um Reinigung und Reparaturen bei herabgesetzten Schiffsgeschwindigkeiten vornehmen zu können. Dies ist vielleicht eine unnötige Verfeinerung, weil dadurch

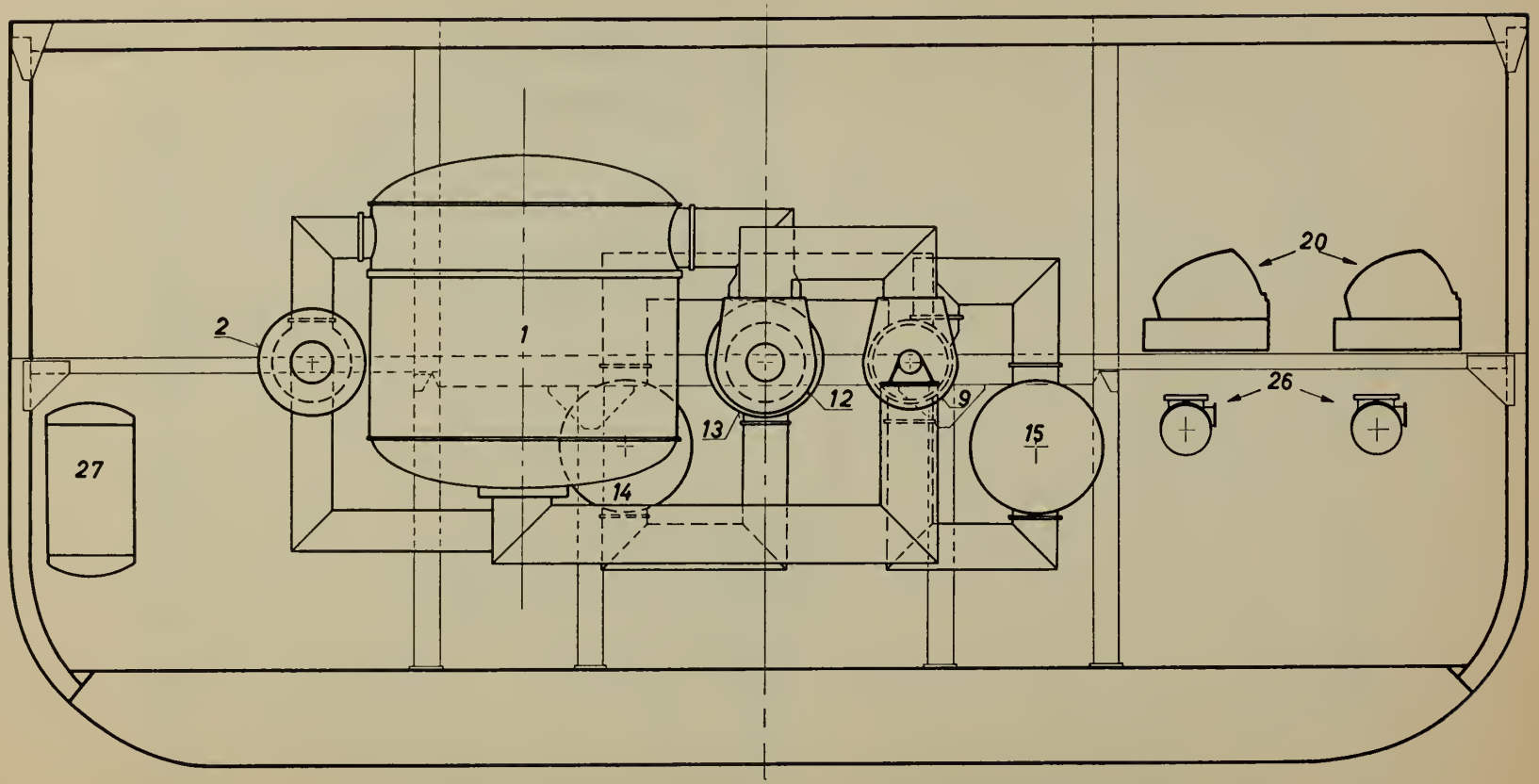
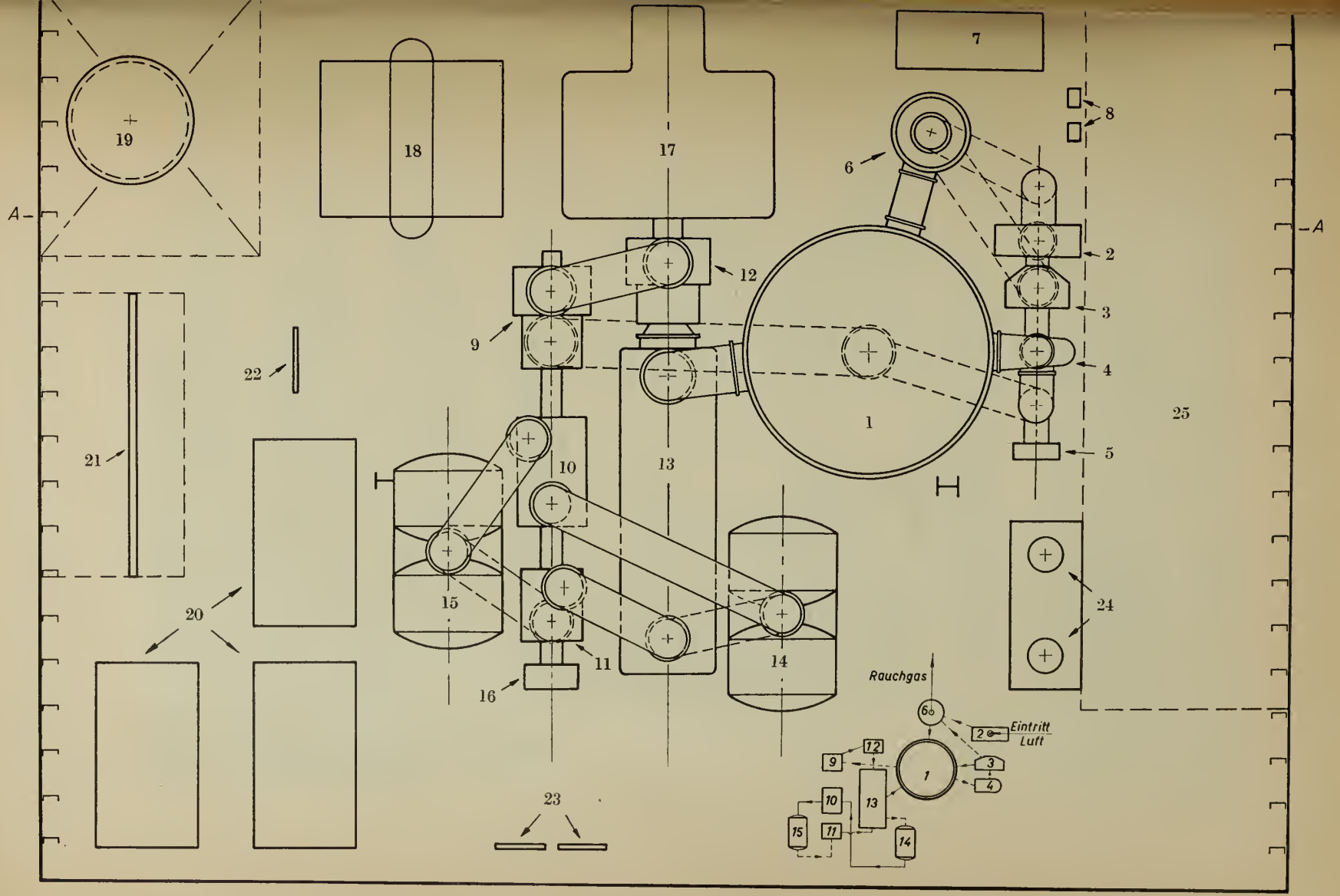


Abb. 22a. Anordnung der Maschinen in einem C-3-Frachtschiff

1 Lufterhitzer
2 Aufladekompressor
3 Aufladeturbine
4 Umwälzkompressor
5 Anwurfturbine für Aufladegruppe
6 Luftvorwärmer
7 Luftspeicher
8 Zusatzkompressor
9 HD-Turbine
10 ND-Kompressor
11 HD-Kompressor
12 ND-Turbine
13 Wärmeaustauscher (Rekuperator)
14 Vorkühler
15 Zwischenkühler
16 Auwurfturbine für Hauptkompressor
17 Reduktionsgetriebe
18 Hilfskessel
19 Öl- und Wasserverteiler
20 Hauptgeneratoren
21 Elektrische Schalttafel
22 Kesselschalttafel
23 Turbinenschalttafel
24 Brennölvorwärmer
25 Werkstatt
26 Kondensatoren für Generatoren
27 Destillationsanlage



A
A
19
18
17
7
8
6
2
3
4
5
1
12
9
22
21
10
13
25
15
20
11
16
14
24
23
Rauchgas
Eintritt
Luft

mehr Raum und Gewicht in Anspruch genommen wird (ca. 30%). Es wird empfehlenswert sein, eine Entwässerungseinrichtung einzubauen, um mögliche Niederschläge zufolge Kondensation, in den Kühlern zu vermeiden.

Obwohl der Lufterhitzer die größte Einheit der Anlage bildet, ist ersichtlich, daß er nicht so viel Raum in Anspruch nimmt wie die beiden Kessel der Dampfanlage. Seine Lage wird durch praktische Gesichtspunkte bestimmt; in diesem Fall liegt er den Generatoren gegenüber, um die Gewichtsverteilung zu verbessern.

Tafel VI. Zusätzlich benötigte Einheiten, die auch in allen Anlagen vorkommen und nicht auf Abb. 22a aufgeführt werden

Notstromanlage mit Schalttafel und Ölbehälter	Trinkwasserpumpen
Werkstatteinrichtungen	Bunkerungs- und Ballastpumpen
Gefrieranlage und Behälter	Heißwasserumwälzpumpen
Notluftkompressor und Behälter	Kaltwasserumwälzpumpen
Warmwasserzubereitungsanlage	Verdampferprüfbehälter
Feuerpumpe	Abwasserbehälter
Feuer- und Sanitätspumpe	Prüfbehälter
Lenzpumpe	Entwässerungs-Sammelbehälter
See- und Ballastpumpe	Schmieröl-Hochbehälter
Allgemeine Dienstpumpe	Schmieröl-Absetztank
Zündpumpe	Schmierölvorratstank
Verdampfer-Speisepumpen	Schmierölentwässerungstank
Umwälzpumpe des Gefrieranlage-kondensators	Destillat-Behälter
	Trinkwasservorratsbehälter
	Brennölabsetztank

Die üblichen Hilfsanlagen, welche in Abb. 22a nicht aufgeführt sind, nehmen viel Raum in Anspruch. Diese Hilfsanlagen werden in Tafel VI einzeln aufgeführt; es ist zu bemerken, daß diese Einheiten allgemein in allen Schiffsanlagen vorkommen.

Tafel VII enthält eine Gegenüberstellung der einander entsprechenden Einheiten von Dampf, und Gasturbinenanlagen. Wie ersichtlich, ist eine Gasturbinenanlage bezüglich Raum- und Gewichtsansprüchen vorteilhafter als eine Dampfanlage.

Der Ausfall des Kesselspeisewassers (ca. 227 Tonnen) das in einer Dampfanlage gebraucht wird, gestattet eine starke Verkleinerung der Speisewasserbehälter, was eine große Gewichtsverminderung mit sich bringt. Man könnte auch diese Behälter für Brennöl in Anspruch nehmen, was den Fahrbereich des Schiffes erhöhen würde.

Die stündliche Leistung der Verdampferanlage kann auch herabgesetzt werden, so daß sie nur noch den Bedarf an Speisewasser für den Hilfskessel und die Trinkwasserversorgung zu decken hat.

Tafel VII. Entsprechende Einheiten in Dampf- und Gasturbinenanlagen

Dampf	Gasturbine	Bemerkungen
Hauptkessel Gebläse	Lufterhitzer Aufladegruppe und Luftvorwärmer	Die Gasturbinenanlage benötigt einen Hilfsdampfkessel, um die Generatoren und Anwurfturbine zu treiben.
Speisewasserbehälter und Kesseltrommeln	Luftspeicher	Siehe Abs. 5.3.
Hauptkondensator Luftabsauger Entwässerungsrückkühler Hilfskondensatoren zu den Ejektoren Speisewasservorwärmer	Wärmeaustauscher (Rekuperator) Zwischen- u. Vorkühler	
Hauptumlaufpumpe	Kühlwasserpumpe	Die Zwischen- und Vorkühler benötigten viel weniger Wasser als der Kondensator
Speisepumpen Hauptkondensatpumpen	Axiale Kompressoren	
Speisepumpe für die Wasseraufbereitung	Zusatzkompressoren	
Dichtungen gegen Dampf	Öldichtungen	

VI. Teillast-Probleme

6.1. Einleitende Bemerkungen

Es ist nicht möglich gewesen, den heutigen Zustand der Gasturbinenentwicklung zu erreichen, ohne zahlreiche Schwierigkeiten zu überwinden. Diese Schwierigkeiten, die immer mit Neuausführungen verknüpft sind, haben jedoch zu Kritik Anlaß gegeben, welche eher zurückhaltend als fördernd wirkte. Ein Teil der Schwierigkeiten der ersten Gasturbinenanlagen rührten davon her, daß das Regulierproblem eher vom statischen Standpunkt aus betrachtet wurde; d. h. die Übergangserscheinungen und die damit verknüpfte Überbeanspruchung der Materialien, aus mechanischen und thermischen Gründen, wurden nicht genügend beachtet. Dies ist an sich verständlich, weil im Dampfturbinenbau solche Erscheinungen nur nebenbei, oder überhaupt nicht hervorgetreten sind. In Dampfturbinenanlagen verursachen größere Lastände-

rungen schnelle Veränderungen in den Turbinen allein, währenddem die Kessel, Vorwärmer, Überhitzer, Speisepumpen, Leitungen und Hilfsmaschinen den Änderungen nur ganz langsam folgen.

Auch heute ist es noch unmöglich, alle Übergangserscheinungen solcher Kraftanlagen voraus zu berechnen; einerseits wegen der großen Anzahl der zu berücksichtigenden Variablen, ferner wegen dem Mangel an Betriebsdaten und den Schwierigkeiten, die mit einer Zerlegung der Einflüsse der verschiedenen Faktoren verbunden sind. Es sind übrigens keine ausführliche Ergebnisse in dieser Hinsicht für offene oder geschlossene Kreisprozesse veröffentlicht worden; auch wenn solche Resultate zugänglich wären, wäre es fast unmöglich, die relativen Einwirkungen der verschiedenen Komponenten zu bestimmen. Man kann den Einfluß der überwiegenden Faktoren angenähert bestimmen, aber die Resultate solcher Ermittlungen müßten unter den eigentlichen Betriebsbedingungen genau nachkontrolliert werden. Das folgende Beispiel zeigt die Schwierigkeiten, die mit einer solchen Berechnung verbunden sind. Als Beispiel sei zu untersuchen, was für Vorgänge sich im Rekuperator abspielen. Die Temperatur der Rohre hängt u. a. vom Druck, der Geschwindigkeit und der Temperatur der Medien innerhalb und außerhalb der Rohre ab; ferner spielt die Temperaturverteilung im Gas selbst, und der Temperaturgradient längs der Rohre, eine Rolle. Alle diese Größen sind miteinander verknüpft und sind gleichzeitig komplizierte Zeitfunktionen.

Rotierende Maschinen stellen ein noch komplizierteres Beispiel dar, weil die Gestaltung der Bestandteile (Rotor, Gehäuse, Schaufeln usw.) einen merklichen Einfluß auf den Wärmefluß und die Temperaturverteilung ausübt. Da es unmöglich ist, eine genaue Berechnung solcher örtlichen Temperaturen und der daraus folgenden Verformungen durchzuführen, ist es notwendig, einen genügend großen Schaufelspalt anzunehmen, um die Wärmedehnungen der Schaufeln und des Rotors zu berücksichtigen. Dies ist besonders wichtig, wenn austenitische Stähle verwendet werden, weil diese einen großen Wärmedehnungskoeffizienten besitzen und deshalb differentielle Spannungserscheinungen hervorrufen können. Als Folge dieser größeren Spalte müssen die angenommenen Wirkungsgrade entsprechend vorsichtig eingesetzt werden (siehe Abs. III).

Ein einfaches Beispiel, wie der Druck und die anderen Zustandsgrößen eines Gases sich mit der Zeit verändern, wenn eine Änderung im System vorgenommen wird, ist in Abs. 6.5.–3. gegeben. Solche Berechnungen können nach einer angenäherten Bestimmung der Zeitkonstanten auf Grund der Entwurfsabmessungen durchgeführt werden. Diese Berechnungen ergeben eine angenäherte Vorausbestimmung der Temperatur-Zeitbeziehung und der Spannungen. Während der Übergangsperiode finden Verzerrungen in den sonst linear gekoppelten Kreislaufgrößen statt; d. h. die Kreislaufdiagramme (insofern als man solche in Betracht ziehen kann) werden relative Abweichungen erfahren.

Eine Schiffs-Gasturbinenanlage besitzt einen großen Vorteil gegenüber einer stationären Gasturbinenanlage in bezug auf die Regulierung. In einer stationären elektrischen Kraftanlage werden die Laständerungen von außen diktiert; d. h. die entfernt liegenden Konsumenten bestimmen die Last. Solche Laständerungen können ganz unregelmäßig auftreten, d. h. unerwartet. Auf einem Schiff jedoch werden die Änderungen gewollt vom Betriebspersonal hervorgerufen und eine ständige Überwachung des Schaltpultes, während einer bestimmten Änderung, erlaubt es, das Ziel zu erreichen, ohne daß Pendelungen dabei in Erscheinung treten. Druckschwankungen können Pumpen der Kompressoren hervorrufen. Diese Erscheinungen können mittels spezieller Sicherheitsvorrichtungen zum Teil vermieden werden; zweckmäßig jedoch durch geschickte Handhabung der Steuerung. Man soll ferner darauf achten, daß die Ersetzung einer automatischen Regulierung durch Handbetätigung eine Möglichkeit des instabilen Reguliervorganges ausschaltet; die automatische Regulierung besitzt eine Rückkoppelung und ist deshalb eventuell Schwingungen ausgesetzt.

6.2. Regulierungsmöglichkeiten der verschiedenen Kreisläufe

Wie im Kapitel III dargelegt wurde, besitzt die zweckmäßigste Marine-Gasturbinenanlage mit offenem Kreislauf eine unabhängige Nutzturbine. Dies gestattet eine größere Manövrierfähigkeit und eine bessere Einstellung der Propellerdrehzahl, ohne dabei die Kompressorengruppe zu beeinflussen, die sich bei einer optimalen Drehzahl von selbst einstellen wird. Diese Anordnung vergrößert jedoch die Gefahr des selbstangefachten Pumpens, sobald die Kompressionsarbeit von der ND-Turbine geleistet wird. Wenn die Last der HD-Turbine (Nutzturbine) plötzlich vergrößert wird, erleidet die ND-Turbine eine vorübergehende Leistungsverminderung, so daß die Kompressoren weniger Luft liefern als für die erhöhte Leistung notwendig wäre.

Eine andere Schwierigkeit, die dem offenen Kreislauf mit Zwischenerhitzung innewohnt, besteht in der Regulierung der beiden hintereinander geschalteten Brennkammern.

Der obigen Besprechung des offenen Kreislaufes liegt eine Zweiwellen-Anlage mit Temperaturregulierung zu Grunde. Man kann auch im offenen Kreislauf die Mengenregulierung anwenden, indem man den sekündlichen Durchsatz durch die Nutzturbine passend verändert; dies kann entweder mit einem Auspuffventil nach dem Kompressor oder mit einer Bypaßregulierung der Nutzturbine bewerkstelligt werden [13].

Im geschlossenen Kreislauf ist es dagegen nicht unbedingt notwendig, Zwischenerhitzung anzuwenden, weil der Luftdurchsatz dieser Anlagen an sich kleiner ist. Die Gefahr des aerodynamisch angefachten Pumpens ist ver-

mindert, weil die Strömungszustände bei allen Lasten sozusagen gleich bleiben. (Siehe Abs. 3.4.) Die Nutzleistung wird am vorteilhaftesten von der ND-Turbine bezogen. Der geschlossene Kreislauf besitzt somit den Vorteil einer stabilen Kompressorengruppe, die nur ganz schwach durch plötzliche Nutzlaständerungen der ND-Turbine beeinflußt wird.

Es ist interessant festzustellen, daß die thermodynamischen Verluste im geschlossenen Kreislauf bei Teillast sogar etwas abnehmen; das Gegenteil ist der Fall in einer Dampfanlage, wo es eine Erhöhung derselben gibt. Dieser Verlustrückgang im geschlossenen Kreislauf ist durch die größere Wirksamkeit des Wärmeaustauschers und der Kühler bei Teillast bewerkstelligt. Diese verursachen eine kleinere Kompressoreintrittstemperatur und, da die Eintrittstemperatur der HD-Turbine konstant bleibt, wird nach Carnot der Wirkungsgrad ein wenig erhöht.

Die folgende Zusammenstellung gibt einen verhältnismäßigen Vergleich einer Gas- und einer Dampfturbinenanlage bei Voll- und $^1/_8$-Last. Hierin bedeutet 100% den Wärmeinhalt des Brennöles. Der ideale Wirkungsgrad wird als der Wirkungsgrad eines idealen umkehrbaren Kreislaufes definiert (100% Rekuperatorwirksamkeit, 100% innerer Wirkungsgrad, keine Druck-

	Gas-Trubine		Dampf	
	Vollast	$^1/_8$-Last	Vollast	$^1/_8$-Last
Brennöl	100	100	100	100
Idealer Wirkungsgrad (η)	62	63	40	40
Thermoverluste ($100-\eta$)	38	37	60	60
Mech. Verluste	2 (max.)	10	0,5	4
Andere Verluste	30	31	14,5	20
Nutzleistung	30	22	25	16

abfälle in Leitungen). Für den geschlossenen Gasturbinenkreislauf sind obere bzw. untere Temperaturen von 650°C bzw. 20°C, mit einem Druckverhältnis von 4 angenommen worden. Die Dampfanlage besitzt eine obere Temperatur von 450°C, 3-stufige regenerative Vorwärmung, einen Dampfdruck von 26 kg/cm², und einen Kondensatordruck von 0,1 ata.

6.3. Beschreibung der Regulierung

Es gibt viele Möglichkeiten für die Regulierung einer Gasturbinenanlage. Für Manövrierzwecke und für unerwartete Laständerung kann die ND-Turbine überbrückt werden. Dies gibt ein sofort wirkendes Mittel in die Hand, um die Last zu reduzieren und anschließend zu erhöhen. Es wird im allgemeinen das Bypaßventil der ND-Turbine mit dessen Einlaßventil so verbunden, daß ein angenähert konstanter Druckabfall in der HD-Turbine erhalten bleibt. Da der Luftdurchsatz konstant bleibt, kann dieses Vorgehen so oft und so rasch als

erwünscht durchgeführt werden. Der Teillastwirkungsgrad einer solchen Einrichtung ist jedoch wegen dem Drosselvorgang im Bypaßventil gering. Es wird eventuell nötig sein, in ganz extremen Fällen einen Bypaßkühler einzubauen, um eine Überhitzung der Rekuperatorrohre zu vermeiden.

Die Druckregulierung wird nur dort angewendet, wo voraussehbare Änderungen der Schiffsgeschwindigkeit vorzunehmen sind; d.h. das Druckniveau wird dadurch geändert, daß man eine Änderung der Durchsatzmenge (d.h. Luftinhalt) vornimmt.

Die Last kann vermindert werden, indem man ein Auspuffventil auf der HD-Seite der Anlage, zwischen HD-Kompressor und Rekuperator betätigt, was eine Verminderung der arbeitenden Stoffmenge mit zugehöriger Druckabnahme zur Folge hat.

Um die Nutzleistung zu erhöhen, wird der Druck mittels der Zusatzkompressoren erhöht, oder falls es sich um eine rasch erwünschte Druckerhöhung handelt, mittels dem Luftspeicher. Für langsame Laständerungen und für Kompensation der Undichtheitsverluste speisen die Zusatzkompressoren in die ND-Seite des Systems ein, zwischen Rekuperator und Vorkühler. Die Kompressionswärme wird somit durch die Vorkühler entzogen.

Raschen Änderungen werden so begegnet, daß man aus dem Luftspeicher in die HD-Seite des Systems, zwischen HD-Kompressor und Rekuperator, einspeist; dies ergibt eine anfänglich positive Lasterhöhung. Wenn man auf der ND-Seite des Systems die Luft zuführen würde, käme ein anfänglich negativer Einfluß zum Vorschein, weil der Austrittsdruck der ND-Turbine dadurch erhöht würde und ferner die Kompressorwirkung vorübergehend verschlechtert würde.

Bei der Behandlung des Teillastzustandes muß das Problem bezüglich konstanter und variabler Geschwindigkeit untersucht werden. Das Manövrieren wird durch einen Verstellpropeller vereinfacht, aber dort wo es sich um größere Geschwindigkeitsänderungen handelt (beispielsweise wenn schlechtem Wetter begegnet wird) bieten die Möglichkeiten konstanter Drehzahl oder konstanter Stellung nicht die günstigste Lösung für alle Leistungen. Es existiert ein optimaler Zusammenhang zwischen Schraubenstellung und Wellendrehzahl; es ist aber schwierig, dieses Optimum wegen der vielen auftretenden Variablen vorauszuberechnen; z.B. Verschmutzung des Schiffsrumpfes, Windstärke und Meereszustand. Die Propellerverstellung kann von der Kommandobrücke, vom Maschinenraum aus, oder an der Welle direkt vorgenommen werden. Die Verstellung von der Brücke aus eignet sich besonders gut für Manövrierzwecke, speziell im Notfall.

Die endgültige Entscheidung ob konstante oder veränderliche Drehzahlen benützt werden, hängt von den Propeller- und Turbinen-Charakteristiken ab. Die Kurven in Abb. 2 (die nicht von einem C-3-Frachtschiff stammen) scheinen darauf hinzuweisen, daß für eine Geschwindigkeitsveränderung von 18 auf

10 Knoten (entsprechend einer Leistungsänderung auf $^1/_5$-Last), bei Nennsteigung ($P/D = 1$) eine Leistungsänderung von 1920 WPS (236 U./m) auf 370 WPS (137 U./m) stattfindet. Andererseits, wenn man die Änderung bei konstanter Geschwindigkeit und variabler Steigung (von $P/D = 1$ auf $P/D =$ 0,53 ca.) vornimmt, geht die Wellenleistung von 1920 WPS auf 450 WPS zurück; dies entspricht einer Mehrleistung von 80 WPS. Die prozentuelle Mehrleistung beträgt also 21,6% (80/370) gegenüber konstanter Drehzahl.

Unter der Annahme, daß der innere Wirkungsgrad der ND-Turbine bei $^1/_5$-Last auf 75—80% des Vollastwertes zurückgeht (einverstanden, daß der Berechnungspunkt mit dem optimalen Wirkungsgrad übereinstimmt), so zeigt sich, daß alles in allem die Regulierung mit Propellerverstellung gleich gut sein kann, wie die Regulierung mit variabler Drehzahl. Es gibt jedoch, wie oben erwähnt, eine günstige Lösung, welche den besten Gesamtwirkungsgrad ergibt; die endgültige Wahl wird hauptsächlich von den Propellercharakteristiken abhängen.

Es ist deshalb vorsichtiger, bei den Teillastbetrachtungen auch für große Geschwindigkeitsänderungen eine Nennsteigung beizubehalten; dadurch können kleinere Geschwindigkeitsänderungen mittels Verstellung des Propellers (siehe Abs. 1.4.) wirksamer vorgenommen werden. Dies ist ein zusätzlicher Vorteil des Verstellpropellers, weil es somit möglich ist, den kritischen Drehzahlbereich mit einer kleineren Steigungsverstellung zu vermeiden.

Es scheint vielleicht, daß die hier verwendete Steuerung mittels variabler Drehzahl die in früheren Abschnitten angenommenen Prinzipien widerlegt, weil dort die Behandlung vom Standpunkt einer konstanten Geschwindigkeit aus vorgenommen würde. Ein vorsichtiges Vorgehen ist für Marinezwecke vorläufig eher angezeigt, und man wird vorerst den Verstellpropeller eher wegen seiner Wendefähigkeit benützen. Falls die Betriebserfahrungen zeigen, daß eine Regulierung mittels konstanter Drehzahl vorzuziehen ist, so wird die ganze Anlage vereinfacht.

Im allgemeinen gilt das Propellergesetz ziemlich genau für Frachtschiffe (Leistung proportional Schiffsgeschwindigkeit hoch drei); für genaue Betrachtungen sollen jedoch genauere Charakteristiken (wie in Abb. 1 gezeigt) herangezogen werden.

6.4. Änderung vom Beharrungszustand bei Vollast auf den Beharrungszustand bei $^1/_8$-Last (oder umgekehrt), entsprechend einer 50%igen Schiffsgeschwindigkeitsänderung (Propellergesetz)

1. *Annahmen*

a) Alle Temperaturen bleiben ungefähr gleich [4]; d.h. nur die Druckregulierung wird benützt.

b) Der Propeller wird in der Nennlage ($P/D = 1$) gehalten. Die Drehzahl der ND-Turbine ergibt sich aus den Schiffscharakteristiken in Abb. 1.

c) Die Kreislaufdrucke im Beharrungszustand verändern sich wie die Durchsatzmengen. Als Voraussetzung hierfür sollten die Kreislaufgeschwindigkeiten und die Druckzahlen wie bei Vollast sein; eine Bedingung, welche nicht eigentlich erfüllt ist; doch macht die Drehzahländerung hier nur wenig aus. Das Druckverhältnis bleibt gleich. Der innere Wirkungsgrad der ND-Turbine nimmt mit der Drehzahländerung ab, weil die Einheit für größten Wirkungsgrad bei Vollast entworfen wurde. In den Fällen, wo man voraussehen kann, daß die Anlage öfters bei Teillast arbeiten wird, kann die Einheit so entworfen werden, daß der Vollastpunkt rechts vom Punkt des maximalen Wirkungsgrades (auf der Wirkungsgrad-Lastkurve) liegt. Es wird somit ein größerer Teillastwirkungsgrad erreicht. Im Fall eines Frachtschiffes jedoch, das hauptsächlich bei Vollast fährt, stimmt der Berechnungspunkt mit dem Punkt des maximalen Wirkungsgrades der ND-Turbine überein. Bei $^1/_8$-Last wird der Wirkungsgrad der ND-Turbine, wie früher angegeben, ungefähr 75% des Volllastwertes betragen, in diesem Fall also ca. 67% (0,75·0,90).

d) Die Drehzahl der Kompressorgruppe, die von der HD-Turbine angetrieben wird, bleibt annähernd konstant, bei allen Lasten. Es wird jedoch eine kleinere Drehzahländerung (ca. 2% bei $^1/_8$-Last) bei Teillast stattfinden, um den erhöhten prozentuellen Anteil der mechanischen Verluste auszugleichen. (Die mechanischen Verluste bleiben, absolut betrachtet, annähernd konstant).

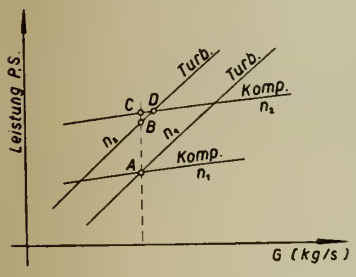


Abb. 23
Relative Kompressoren- und Turbinencharakteristiken.
Punkt A = Betriebspunkt.
Punkt B = Turbinenleistung bei n_2 mit gleicher G.
Punkt C = Kompressorenleistung bei n_2 mit gleicher G.
Punkt D = Beharrungspunkt bei n_2 mit größerer G.

e) Die Kompressorengruppe ist stabil. Dies ist aus Abb. 23 ersichtlich, welche die relativen Charakteristiken der Kompressoren und Turbinen darstellt. Es ist klar, daß bei einer Erhöhung der Kompressorendrehzahl von n_1 auf n_2 den Leistungsbedarf der Kompressoren bei gleichbleibender Menge über die Leistungsabgabe der Turbine hinaus steigt, d. h. Punkt B liegt tiefer als Punkt C. Der Kompressor benötigt somit mehr Leistung als vorhanden ist und nimmt dieses Mehr in Form von kinetischer Energie von der Welle, was die Wellendrehzahl wieder auf n_1 zurückfallen läßt. Eine mathematische Analyse dieser Selbstregelung liegt schon in der Literatur [14] vor.

Wie aus Abb. 24 ersichtlich ist, verschiebt sich auf der Entropietafel das Kreislaufdiagramm nach rechts, d. h. es geht in das Gebiet niedrigeren Druckes hinein, wie es die Durchsatzmenge verlangt. Die einzige Änderung, die im Diagramm vorkommt, tritt bei der Expansion in der ND-Turbine auf, weil diese Expansionslinie eine andere Neigung aufweisen wird, wegen dem veränderten

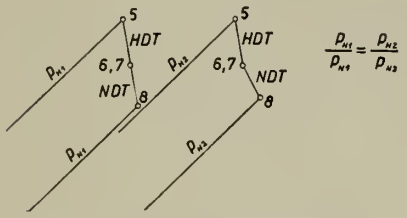


Abb. 24. Geschlossener Kreislauf – Daueränderung von Vollast auf $^1/_8$-Last.

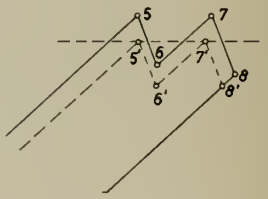


Abb. 25. Offener Kreislauf – Teillastdiagramm, welches den Einfluß von Temperaturregelung darstellt.

inneren Wirkungsgrad. Es ist jedoch zu bemerken, daß nach einer anfänglich raschen Änderung (sogenannter Momentaneffekt) sich der Übergangsprozeß allmählich verlangsamt. Während der ersten Periode wird das Gleichgewicht des Prozesses auf eine sehr günstige Weise beeinflußt, was den Übergangsprozeß beschleunigt.

Die Kontrolle des Prozesses ist ganz einfach, weil die Eintrittstemperatur der HD-Turbine beinahe konstant bleibt; dies wegen dem stabilisierenden Einfluß der aufgespeicherten Energie im Lufterhitzer (große Masse).

Der Gesamtwirkungsgrad der Analge wird natürlich niedriger sein wegen der Abnahme des inneren Wirkungsgrades der ND-Turbine und der Zunahme des prozentuellen Anteils der mechanischen Verluste bei Teillast. Die HD-Turbine und die Kompressorengruppe werden angenähert die gleiche Drehzahl und die gleichen inneren Wirkungsgrade beibehalten; sie werden somit nicht zur Abnahme des Gesamtwirkungsgrades der Anlage beitragen.

Bei einer offenen Kreislaufanlage, welche eher die Temperatur- als die Druckregulierung benützt, stellt sich die Sache etwas anders. Wie in Abb. 25 gezeigt, nehmen sowohl das Druckverhältnis als auch die Eintrittstemperatur der HD-Turbine ab, was eine viel größere Abnahme des Gesamtwirkungsgrades verursacht als im Falle des geschlossenen Kreislaufes (Carnot). Ferner ist es schwieriger, im Falle des offenen Kreislaufes eine konstante Eintrittstemperatur in der HD-Turbine zu erzielen, weil eine kleine Veränderung der Brennölmenge eine große Temperaturänderung nach sich zieht.

3. *Elementare Darstellung des Luftzufuhr- und Abblaseprozesses*

Wie in Abs. 6.3. dargelegt, wird die Luft aus dem Luftspeicher in den geschlossenen Kreislauf gerade nach dem HD-Kompressor eingeführt. Der Zufuhrraum (V in Abb. 26) besteht aus dem Rekuperator, dem Lufterhitzer und den dazugehörigen Leitungen. Die Luft tritt bei 1 ein und geht bei 2 weg. Es wird angenommen, daß:

a) Die Temperatur bei 2 konstant bleibt, weil, wie früher erwähnt, die große Masse des Lufterhitzers einen stabilisierenden Einfluß auf die Temperatur hat.

b) Der Druck am Austritt der ND-Turbine anfänglich verhältnismäßig konstant bleibt; man kann somit den Luftdurchsatz als angenähert proportional dem Druck bei Turbineneintritt setzen. Es ist deshalb:

$$G_2 = G_o\, p/p_o$$

wo

G_2 = Durchsatzmenge bei 2
G_o = Durchsatzmenge im Beharrungszustand vor der Änderung ($t=0$)
p = örtlicher Druck im Volumen V zur Zeit t
p_o = örtlicher Druck im Volumen V zur Zeit $t=0$, am Anfang der Luftzufuhr.

c) Der Mischungsprozeß in V verlaufe isothermisch.

Wenn G_1 die Durchsatzmenge beim Eintritt in das Volumen V darstellt, so lautet die Beharrungsbedingung vor der Luftzufuhr

$$G_1 = G_2 = G_o$$

Da die Mischung hauptsächlich isothermisch verläuft, so folgt aus dem Gasgesetz, daß

$$G_2 = G_o\, \rho/\rho_o$$

Für die weiteren Berechnungen wird angenommen, daß die anfängliche G-Änderung gemäß einem linearen Gesetz verläuft; d. h.

$$G_1 = G_o\,(1 \pm \epsilon\, t/t_f)$$

wo ϵ eine dimensionslose Konstante ist, welche die relative Raschheit der Durchsatzmengenänderung darstellt.

Das positive Zeichen bedeutet, daß Luft zugeführt wird, währenddem das negative Zeichen auf eine Durchsatzverminderung (Luftaustritt durch die Auspuffventile) hindeutet. t_f ist die Zeit, die nötig wäre, um das Volumen V zu füllen, mit einer Luftzufuhr G_o.

Man kann den Einfluß dieser linearen Veränderung von G auf den Druck p aus folgender Kontinuitätsgleichung ermitteln:

$$(G_1 - G_2)\,dt = V\,d\rho$$

$$G_o(1 \pm \epsilon\, t/t_f)\,dt - G_o\rho/\rho_o\,dt = V\,d\rho$$

Division durch G_o/ρ_o liefert

$$\rho_o(1 \pm \epsilon\, t/t_f)\,dt - \rho\,dt = V(\rho_o/G_o)\,d\rho$$

Die Größe $V\rho_o/G_o$ stellt die oben erwähnte Zeit t_f dar. Wenn man das dimensionslose Druck- oder Dichteverhältnis π

$$\pi = p/p_o = \rho/\rho_o$$

in obige Gleichung einsetzt, so folgt

$$t_f \frac{d\pi}{dt} + \pi = 1 \pm \epsilon\, t/t_f$$

mit der Lösung:

$$\pi = 1 \pm \epsilon\,(e^{-t/t_f} - 1 + t/t_f)$$

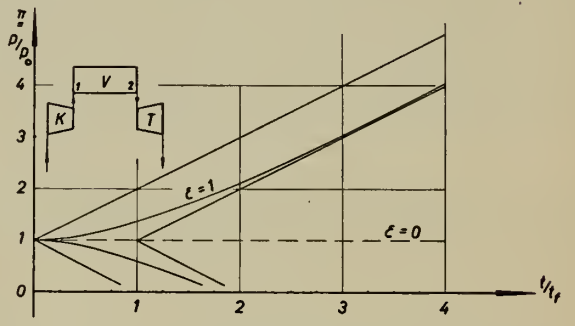


Abb. 26. Zeitliche Druckveränderung bei Zufuhr oder Abfuhr von Luft. Dimensionslose Darstellung

Die Lösung dieser Gleichung ist in Abb. 26 graphisch dargestellt. Die verzögernde Wirkung des Volumens V auf die Druckerhöhung ist somit klar ersichtlich. Wie Abb. 26 zeigt, wird eine gegebene Druckerhöhung um so rascher erzielt, je kleiner der t_f-Wert ist. Kleine t_f-Werte sind mit kleinen Werten des Verhältnisses V/G_o verknüpft. (Je kleiner die Anlage desto kleiner das Verhältnis V/G_o.) Je kleiner V für einen gegebenen Luftdurchsatz, desto rascher können die Manövriervorgänge durchgeführt werden.

In Wirklichkeit ist der Luftzufuhrprozeß natürlich viel komplizierter als hier angenommen wurde; dies weil u. a. Strömungswiderstände innerhalb des Raumes V, in der Rohrleitung, im Rekuperator und im Lufterhitzer entstehen. Außerdem ist die Temperatur nicht konstant (jedoch nur schwach veränderlich); ferner ändert sich der Gegendruck der Turbine. Diese Einflüsse könnten mittels verwickelterer Funktionen für G_1 und G_2 berücksichtigt werden, was sich aber hier erübrigt, in Anbetracht der Unsicherheit der Annahmen.

6.5. Vorübergehende Änderung von Vollast auf $^1/_8$-Last (oder umgekehrt) für Manövrierzwecke

1. *Annahmen*

a) Die Durchsatzmenge bleibt angenähert konstant, währenddem der Luftinhalt genau konstant bleibt.

b) Wie früher erwähnt, sind das Bypaßventil und das ND-Turbinenventil miteinander gekuppelt, so daß das Druckgefälle der HD-Turbine angenähert den gleichen Wert wie bei Vollast beibehält. In Wirklichkeit, wie in Abb. 27 gezeigt, wird das Druckgefälle der HD-Turbine anfänglich etwas erhöht wegen der Abnahme des „Gesamtwiderstandes", sobald das Bypaßventil geöffnet wird.

c) Die Eintrittstemperatur der HD-Turbine bleibt konstant. Die Austrittstemperatur nach der ND-Turbine liegt viel höher als bei Vollast, weil der Drosselvorgang im Bypaßventil praktisch bei konstanter Temperatur stattfindet; die endgültige Mischungstemperatur liegt ca. 90°C höher als die Austrittstemperatur der ND-Turbine bei Vollast.

d) Die Wirksamkeit des Wärmeaustauschers bleibt ungefähr gleich wie bei Vollast. Es liegt deshalb die Eintrittstemperatur zum Vorkühler ungefähr 30°C höher als bei Vollast. Diese Zunahme kann größtenteils in den Vor- und Zwischenkühlern bewältigt werden (Zunahme der Austrittstemperatur des Kühlwassers).

2. *Vorgänge*

Dieser Fall ist in Abb. 27 gezeigt; da nur ein kleiner Anteil der Gesamtströmung in der ND-Turbine ausgenützt wird, ist es klar, daß der Gesamtwirkungsgrad verhältnismäßig schlecht sein wird. Dieser Vorgang kann jedoch so oft und so rasch als erwünscht durchgeführt werden, was vom Standpunkt der Manövrierfähigkeit ideal erscheint.

Nach der Öffnung des Bypaßventils nimmt der „Gesamtwiderstand" der in Serie geschalteten HD- und ND-Turbinen und der dazu parallel geschalteten Bypaßleitungen ab. Diese Abnahme kann beim Entwurf berücksichtigt werden;

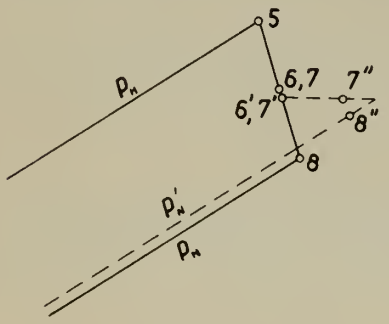


Abb. 27. Geschlossener Kreislauf – Manövrieren mit dem Bypaß- und dem ND-Turbinenventil.

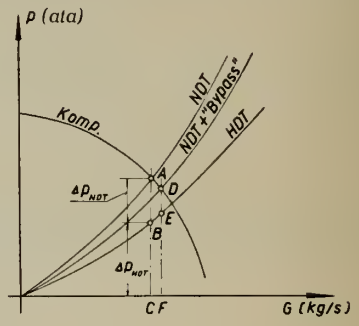


Abb. 28. Relative Turbinen- und Kompressorenkennkurven. Diese stellen den Einfluß des Bypaßventils auf den Druck dar.

sollte sie aber trotzdem auftreten, so wird der Druckabfall der HD-Turbine zunehmen und derjenige der ND-Turbine abnehmen (siehe Abb. 27). Dies ist am besten aus Abb. 28 ersichtlich, die angenäherte Turbinen- und Kompressorenkennkurven darstellt. Die Öffnung des Bypaßventils und die damit verbundene anfängliche Abnahme des „Gesamtwiderstandes" hat eine Erniedrigung der Kennlinie der ND-Turbine zur Folge; anders gesagt, der Druckabfall in der ND-Turbine wird kleiner (DE ist kleiner als AB). Gleichzeitig erhöht sich der Druckabfall in der HD-Turbine (EF ist größer als BC). Es ist zu bemerken, daß dies eine Momentanwirkung ist. Es ist möglich, daß nach einer kürzeren Periode die Kompressorenkennlinie in Abb. 28 höher zu liegen kommt, was eventuell in einer niedrigeren endgültigen Austrittstemperatur der ND-Turbine zum Ausdruck kommen wird.

Da der Hauptverwendungszweck des Bypaßventils in der damit verbundenen Manövrierfähigkeit liegt, kann man diesen Vorgang, je nach den vorliegenden Verhältnissen mit einer Veränderung der Propellersteigung kuppeln. Für alle plötzlichen Änderungen der Schiffsgeschwindigkeit wird man sogar allgemein Bypaßventilsteuerung und Steigungsveränderung zusammen verwenden; jedenfalls anfänglich, weil dieser Manövriervorgang die rascheste Methode darstellt, um die Schiffsgeschwindigkeit zu verändern.

Diese einfache und augenblickliche Manövrierfähigkeit (Ab- und Zunahme der Last) kann im offenen Kreisprozeß nicht erzielt werden. Man kann natürlich im offenen Kreisprozeß die Last auf ähnliche Art erniedrigen (Bypaßventil der HD-Turbine); dies würde jedoch 3—4 Minuten beanspruchen, um wieder Vollast zu erreichen [15].

Es kann im offenen Kreislauf ferner vorkommen, daß die Rotortemperatur der HD-Turbine höher zu liegen kommt als diejenige der Durchsatzmenge, was eine Wärmeabgabe des Rotors an das durchströmende Gas zur Folge haben würde. Es könnte deshalb eine Temperaturschwingung auftreten, bevor der Beharrungszustand erreicht wird.

6.6. Plötzliche unerwartete Lasterhöhung von $^1/_8$- auf Vollast

Falls die Anlage schon mittels dem Bypaßventil der ND-Turbine mit dem maximalen Luftinhalt des Kreislaufes betrieben wird, genügt es, das Bypaßventil zu schließen und das ND-Turbinenventil zu öffnen, wie im letzten Abschnitt angegeben.

Die andere Möglichkeit liegt vor, wenn das Druckniveau der Anlage niedrig liegt; in diesem Fall wird es notwendig sein, den Luftspeicher und die Zusatzkompressoren für die Aufladung zu verwenden. Wie im Abschnitt 4.13. erwähnt wurde, enthält der Luftspeicher nur die Hälfte des Vollastluftinhaltes des Kreislaufes; deshalb werden die Zusatzkompressoren benötigt, um auf Vollast zu kommen. Man könnte natürlich, wenn erwünscht, den Luftspeicher größer gestalten, weil ja genügend Raum zur Verfügung steht (siehe Abb. 22). Im allgemeinen, wo Manövriervorgänge vorauszusehen sind, wie in den Häfen usw., wird die Anlage teilweise mittels dem Bypaßventil der ND-Turbine gesteuert.

Die nötige Zeit, um von $^1/_8$- auf Vollast heraufzufahren, hängt vom Speicherinhalt ab. Wenn ein genügend großer Luftspeicher gewählt wird, kann man mit dem geschlossenen Kreislauf genau so rasch hochfahren, wie im offenen Kreislauf; d. h. in weniger als 3 bis 4 Minuten, was mehr als ausreichend für die Schiffsbeschleunigung ist.

In diesem speziellen Fall jedoch, wo der Luftspeicher nur die Hälfte der benötigten Vollastluftmenge speichert, wird eine Zeit von ca. 15 Minuten beansprucht, um von $^1/_8$- auf Vollast aufzufahren.

6.7. Von Vollast rückwärts auf Vollast vorwärts

Dieser Vorgang kann mittels dem ND-Turbinenbypaßventil und der Verstellung des Propellers in einer minimalen Zeit bewerkstelligt werden.

Zuerst wird die Drehzahl der ND-Turbine um etwa 30% zu erniedrigen sein, wegen der Tourenzahlerhöhung infolge des reduzierten widerstehenden Drehmoments des Wassers auf die Propellerschaufeln, wenn diese durch die Nullage gehen. Wegen der vergrößerten Bremswirkung der Schaufeln in

Normallage, ist es vorteilhafter, die Drehzahl zuerst bei Normalstellung der Schaufeln zu erniedrigen und dann erst die Steigung zu verändern.

Im Notfall kann man mit einem Verstellpropeller Vollast rückwärts fahren; und zwar in kürzerer Zeit, als dies mit einem gewöhnlichen Propeller gemacht werden kann [24]; der Grund liegt darin, daß das Drehmoment der rotierenden Massen (Turbine, Welle und Propeller) nicht erst auf Null reduziert werden muß. Es entsteht ferner keine Zeitverzögerung zwischen Brücke und Maschinenraum, da der Propeller direkt von der Brücke aus verstellt werden kann.

6.8. Zusammenfassung

Es genügt aus diesen qualitativen Überlegungen den Schluß zu ziehen, daß die Betriebssicherheit vor allem im Hinblick auf die Anforderungen des Manövrierens umso größer ist, je kleiner die Abmessungen der Anlage. Damit ist die Richtigkeit unserer Wahl eines geschlossenen Kreislaufes bestätigt, besonders in bezug auf die Maschinen.

Dem Anschein nach wird es wahrscheinlich für sehr große Leistungen vorteilhafter sein, die Wellenleistung in einer Anzahl kleinerer Einheiten zu erzeugen, was kleinere Abmessungen mit sich bringen wird (Stabilität!). Obwohl dies die Kosten einer stationären Anlage erhöhen würde, besteht im Schiffbau die Tendenz, die Leistung in mehrere kleinere Einheiten aufzuteilen. Besonders bei der Kriegsmarine, wo die Schiffe hauptsächlich bei niedriger Teillast arbeiten, wird dies eine wichtige Überlegung sein, weil es größeren Wirkungsgrad bei Teillast, erhöhte Betriebssicherheit und eine strategische Verteilung der Maschinenräume mit sich bringt.

Gebrauchte Literatur

1. *C. R. Soderberg* und *R. B. Smith*, "The Gas Turbine as a Possible Prime Mover", Soc. of Naval Arch. and Marine Eng., Paper No. 5, 1943.
2. *C. Keller*, "The Escher-Wyss-AK Closed Cycle Turbine, Its Actual Development and Future Prospects", Trans. of the A.S.M.E., November, 1946.
3. *E. G. Sterland*, "Partial Load Characteristics of Marine Gas Turbine Cycles", Engineering, December, 1948.
4. *H. Quiby*, "Compte-rendu des essais de la turbine aérodynamique, Escher-Wyss-AK", Revue Polytechnique Suisse, Juin 1945.
5. *W. Traupel*, „Neue allgemeine Theorie der mehrstufigen axialen Turbomaschine", E.T.H., Zürich, 1942.
6. *P. F. Martinuzzi*, "Continental and American Gas Turbine and Compressor Calculation Methods Compared", Trans. of the A.S.M.E., May, 1949.
7. *C. Keller*, "Closed Cycle Gas Turbine", A.S.M.E., paper 49-A, 35, November, 1949.
8. *F. Salzmann*, „Eine Methode zur Berechnung der Temperaturverteilung in ungleichmäßig beheizten Rohren", Escher-Wyss Mitteilungen 21/22, Jahrgang 1948/49.
9. *W. H. Mc Adams*, "Heat Transmission", Mc Graw-Hill Book Co., NY, 1942, page 228.
10. *T. W. F. Brown*, "British Marine Gas Turbines", North East Coast Institute of Engineers and Shipbuilders, December, 1948.
11. *W. T. Sawyer*, "Experimental Investigation of a Stationery Cascade of Aerodynamic Profiles", E.T.H., Zürich, 1949.
12. *H. Constant*, "Gas Turbines and their Problems", Todd Publishing Group Ltd., London, 1948.
13. *M. Bartorelli*, „Le Moderne Turbine A Gas", Editore Ulrico Hoepli, Milano, 1949.
14. *A. Rey*, „Influence de la variation des conditions de marche sur le fonctionnement d'une turbine à gaz en circuit fermé", Machines et Métaux, November, 1948.
15. *C. Seippel*, „Ein neuer Schritt in der Entwicklung der Verbrennungsturbine", Brown Boveri Mitteilungen, Oktober, 1946.
16. *J. E. Talbot* und *J. C. Smith*, "Aerothermodynamic Design of Turbines for Aircraft Power Plants", Journal of Aero Sciences, September, 1948.
17. *O. Zweifel*, "The Spacing of Turbo-Machine Blading, Especially with Large Angular Deflection", Brown-Boveri Mitteilungen, Dezember, 1945.
18. *E. Schmidt*, „Einführung in die technische Thermodynamik", Seite 302, Verlag Springer, Berlin, 1943.
19. *A. Schack*, „Der industrielle Wärmeübergang", Seiten 99, 298, 146, Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1948.
20. *D. G. Shepherd*, "An Introduction to the Gas Turbine", page 364, Constable and Co., London, 1949.
21. *G. Eichelberg*, „Thermodynamik II. Vorlesung", Zürich, 1944.
22. *J. Nikuradse*, „Strömungsgesetze in rauhen Röhren", V.D.I., Forschungsheft No. 361, 1933.
23. *W. E. Hammond*, "Discussion of Transmission System for Marine Propulsion Gas Turbine Power Plants", paper 47-A69, A.S.M.E., December, 1947.
24. *L. A. Rupp*, "Controllable Pitch Propellers", paper No. 5, Soc. of Naval Arch. and Marine Eng., November, 1948.
25. *J. Ackeret*, "Variable Pitch Propellers for Ships", Spezialausgabe von Escher-Wyss Mitteilungen.

Lebenslauf

1. Personalien

Name	McMullen, John Joseph
Geburtsdatum	10. Mai 1918
Geburtsort	Jersey City, New Jersey, U.S.A.

2. Studiengang

1924–1932	Grammar School in Jersey City and Montclair, New Jersey
1932–1936	High School, Montclair
1936–1940	U. S. Naval Academy, Annapolis, Maryland — Bachelor of Science in Elektrotechnik
1944–1946	Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts — Master of Science in Schiffbau
1948–1950	Eidgen. Techn. Hochschule Zürich — Doktorarbeit unter Leitung von Herrn Prof. H. Quiby

3. Praktische Tätigkeit

1940–1944	Seedienst bei der U.S. Navy
1946–1948	Schiffbau — U.S. Naval Shipyard, Brooklyn, New York

Thesis 15491
M256 McMullen
Wahl und entwurf einer gasturbine und untersuchung ihrer eignung zum antrieb eines frachtschiffes. (Choice and design of a gas turbine and its testing to determine its suitableness for propulsion of a freighter).

Thesis 15491
M256 McMullen
Wahl und entwurf einer gasturbine und untersuchung ihrer eignung zum antrieb eines frachtschiffes. (Choice and design of a gas turbine and its testing to determine its suitableness for propulsion of a freighter).

thesM256
Wahl and entwurf einer gasturbine und un
3 2768 002 04401 8
DUDLEY KNOX LIBRARY